

Mikael Ramstedt

HAMMASKEHÄKÄYTTÖJEN TUOTTEISTUS

Tekniset tieteet
Diplomityö
Toukokuu 2019

TIIVISTELMÄ

Mikael Ramstedt: Hammaskehäkäyttöjen tuotteistus
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Toukokuu 2019

Hammaskehäkäyttö on suuri tuotekokonaisuus, jonka toimituskokonaisuus ja asiakasvaatimukset vaihtelevat tilauksesta toiseen. Kehäkäyttöjen suunnittelussa esiintyy suuri määrä muutujia, joiden arvot kohdeyritys Kumera Drives Oy:ssä suunnittelijan täytyi päättää kokemuksensa perusteella. Tämän työn tavoite oli vähentää näiden suunnittelun epäselvien muuttujien määrää, nopeuttaa kehäkäytön suunnittelua, ja saada kehäkäytön kustannuksia pienennettyä. Koska hammaskehäkäytön suunnitteluprosessi alkaa pyöräparin eli hammaskehän ja pinionin suunnittelusta, ja kaikki muut komponentit määräytyvät niiden mittojen perusteella, työssä keskityttiin eniten niiden suunnittelun kehittämiseen. Näiden tavoitteiden saavuttamiseksi työlle valittiin kolme tutkimusongelmaa: hammaskehäkäytön kokonaisuuden ja komponenttien kuvaus; pyöräparin muuttujien tarkastelu ja vakiointi; sekä kohdeyrityksessä jo käytössä olleen hammaskehien suunnittelutyökalun eteenpäin kehittäminen.

Työn tärkeimmät tiedonlähteet olivat kohdeyrityksen henkilökunnan kokemus, kustannus- ja lukuuslaskenta, kirjallisuuslähteet ja erityisesti kansainväliset standardit, sekä vertailukehittäminen vertailemalla toteutusratkaisuita kilpailijoiden ratkaisuihin sekä kohdeyrityksessä aikaisemmin toteutettuihin ratkaisuihin. Tuotteistamisen periaatteita käytettiin tuotekokonaisuuden kuvaamiseen ja vakioimiseen, ja parametrin suunnittelun periaatteita käytettiin hammaskehien suunnittelutyökalussa ja tuoteperheen muodostamisessa. Työssä käytettyjä ohjelmistoja olivat kohdeyrityksessä käytössä olleet Solid Edge, KISSsoft, ja Microsoft Excel sekä sen lisäosa Visual Basic for Applications -ohjelmointiympäristö.

Työhön muodostui kattava kuvaus hammaskehäkäyttöjen kokonaisuudesta, komponenteista sekä hammaskehän suorituskyvystä ja siihen vaikuttavista muuttujista. Työn merkittävin tulos oli kuitenkin työssä kehitetty uusi hammaskehien parametrinen suunnittelutyökalu. Kohdeyrityksen vanhasta automaattisesta suunnittelutyökalusta valittiin kehityskohteiksi hammaskehän suorituskyvyn ja kustannusarvion laskeminen ilman muiden ohjelmien käyttämistä; kehäkäytön muuttujien optimointi ja vakiointi; hammaskehän eri toteutusvaihtoehtojen vertailu; muiden kehäkäytön komponenttien huomioon ottaminen kehää suunnitellessa; tuoteperheen muodostaminen hammaskehistä; sekä hammaskehien suunnittelun ohjeistaminen. Työn tuloksena syntyneeseen uuteen työkaluun saatiin lisättyä kaikki nämä kehitetyt ominaisuudet. Työkaluun lisättiin myös vaihtoehto tehdä koko suunnittelu tai sen osia automaattisesti. Uusi työkalu helpottaa valtavasti parhaan toteutusratkaisun etsimistä. Sillä päästään usein halvempiin hammaskehiin muuttujien optimoinnin ansiosta ja halvempiin kehäkäytön kokonaisuuksiin sen ansiosta, että muiden komponenttien kustannusarviot otetaan huomioon jo hammaskehää suunnitellessa.

Avainsanat: Hammaskehäkäyttö, Tuotteistus, Hammaspyörä, Suunnittelutyökalu, Vakiointi, Automatisointi

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Mikael Ramstedt: Productization of Girth Gear Drives
Master of Science Thesis
Tampere University
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering
May 2019

A girth gear drive is a large product assembly consisting of many parts. Its delivery scope and the customer requirements vary from order to order. Girth gear drive design includes many variables that the designer at the target company Kumera Drives Oy had to choose the values for based on his experience. The goal of this work was to reduce the number of these undefined variable values, speed up the design process, and reduce the costs of girth gear drives. Because the girth gear and the pinion are designed first in the design process, and their dimensions define the rest of the girth gear drive's components, this work focuses on developing the design of the girth gear and the pinion. To pursue these goals, three research problems were defined: describing the assembly and components of girth gear drives; examining and standardizing the variables of girth gears; and developing further the automatic tool for designing girth gears that was in use at the target company.

The main sources of information of this work were the experience of the target company's staff, calculation of costs and strengths of girth gears, literature references and especially international standards, and comparing girth gear drive components with competitors' products and the target company's own old products. Productization was utilized to describe and standardize the product assembly, and parametric design was used in the automatic design tool and in forming the product family. Software used in the work include the ones in use at the target company: Solid Edge, KISSsoft, and Microsoft Excel together with its add-in Visual Basic for Applications, which is a programming environment.

This work resulted in an in-depth description of the assembly and components of girth gear drives as well as of girth gear's performance and the variables that affect it. The most important result of the work was still the new parametric girth gear design tool. The development objectives chosen from the target company's old design tool were calculating the girth gear's performance and cost without using other programs; optimizing and standardizing the girth gear drive's variables; comparing different girth gear solutions; taking into account the other girth gear drive components in the design of the girth gear; forming a girth gear product family; and guiding girth gear design. The new tool that formed as a result of this work includes all these developed features. Options to perform the whole design process or parts of it automatically were also added to the tool. The new tool makes finding the best girth gear solution far easier. The tool often leads to cheaper girth gears thanks to optimizing the variables, and to cheaper girth gear drive assemblies thanks to taking the other components' cost estimations into account when designing the girth gear.

Keywords: Girth Gear Drive, Productization, Gearwheel, Design tool, Standardization, Automatization

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Kumera Drives Oy:lle Riihimäellä vuosien 2018 ja 2019 aikana. Työn tarkastajana Tampereen Yliopistolla toimi professori Kari Koskinen, ja työn ohjaajina toimivat kohdeyrityksen teknologiajohtaja Vesa Laine ja Tampereen yliopistolla tutkimuspäällikkö Kari Lyytikäinen. Kiitän heitä ja kaikkia kohdeyrityksen työntekijöitä, joilta sain koulutusta ja opastusta työni aikana. Perhettäni ja ystäviäni haluan kiittää saamastani tuesta. Erityisesti haluan kiittää tyttöystävääni, joka kannusti ja auttoi minua jaksamaan työtä tehdessäni.

Riihimäellä, 13.5.2019

Mikael Ramstedt

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
2. TUTKIMUSMENETELMÄT	4
2.1 Käytetyt tiedonhankintamenetelmät	4
2.1.1 Kohdeyrityksen kokemukset kehäkäytöistä	4
2.1.2 Kansainvälisten standardien merkitys	5
2.1.3 Hammaskehien suorituskyvyn laskenta	5
2.2 Tuotteistaminen	7
2.3 Parametrinen suunnittelu	9
3. HAMMASKEHÄKÄYTÖN KUVAUS	10
3.1 Kehäkäyttöjen käyttökohteet	10
3.2 Kehäkäyttöjen toimituskokonaisuus	12
3.3 Kehäkäytön rakenne	12
3.3.1 Segmenttikehän rakenne	15
3.3.2 Pinionin rakenne	19
3.3.3 Pyöräparin voitelujärjestelmä	21
3.3.4 Kehän suojan rakenne	22
3.3.5 Vaihde ja sen liitäntä pinioniin	23
3.3.6 Moottori liitäntöineen ja alustoineen	30
3.3.7 Apukäyttö, sen moottori ja liitäntä	30
4. KEHÄKÄYTÖN SUUNNITTELU KOHDEYRITYKSESSÄ.....	33
4.1 Kehäkäytön suunnitteluprosessi.....	33
4.2 Suunnitteluun vaikuttavat standardit.....	33
4.3 Lähtötiedot suunnittelussa.....	34
4.4 Hammaskehän suunnittelutyökalu.....	35
5. KEHÄN JA PINIONIN OMINAISUUKSIEN ANALYSOINTI.....	37
5.1 Pyöräparin suorituskyvyn mittarit.....	37
5.1.1 Välityssuhde	39
5.1.2 Tehonsiirtokyky.....	39
5.1.3 Käynnin tasaisuus.....	42
5.1.4 Liukuominaisuudet.....	45
5.2 Pyöräparin fyysiset ominaisuudet.....	48
5.2.1 Käytetyt materiaalit	48
5.2.2 Pinionin ja kehän hammasluvut.....	49
5.2.3 Moduuli eli hampaan koko	50
5.2.4 Hampaan perusprofiili	54

5.2.5 Ryntökulma.....	56
5.2.6 Profiilinsiirtokertoimet.....	58
5.2.7 Pyörien hammasleveydet.....	65
5.2.8 Kehän kiinnitys rumpuun.....	66
5.2.9 Segmenttien määrä ja pituus	66
5.3 Pyöräparin vaikutus muihin komponentteihin	72
6. KEHÄKÄYTÖN SUUNNITTELUTYÖKALUN KEHITYS.....	74
6.1 Kehän suorituskyvyn ja hinnan laskenta.....	74
6.2 Pyöräparin suunnittelun muuttujat.....	76
6.3 Vakioitavat muuttujat.....	80
6.4 Optimoitavat muuttujat	81
6.4.1 Hammastusten leveyksien laskenta	82
6.4.2 Profiilinsiirtojen optimointi.....	82
6.4.3 Pulttiliitoksen vaatiman tilan minimointi	86
6.4.4 Hammasluvun laskenta minimoiden segmenttien määrä.....	88
6.5 Automaattinen suunnittelu ja toteutusratkaisuiden vertailu	89
6.6 Vakioidut muuttujien arvot.....	90
6.7 Muiden kehäkäytön komponenttien valinta ja kustannusarviot	91
6.8 Tuoteperheen muodostus ja käyttö	93
6.9 Työkalun helppokäyttöisyys	95
7. YHTEENVETO.....	97
LÄHTEET	100
LIITE A: HAMMASKEHÄN PARAMETRIKAAVIO.....	103
LIITE B: KEHÄN SUUNNITTELUN MUUTTUJIEN LAJITTELU	104
LIITE C: PARAMETRIKAAVIO VAKIOINNIN JÄLKEEN	105
LIITE D: OTE SUUNNITTELUTYÖKALUN KÄYTTÖLIITTYMÄSTÄ	106

TERMIT, LYHENTEET JA MERKINNÄT

Akseliväli	Hammaspyörien keskiakseleiden välinen etäisyys.
Alennusvaihte	Laite, joka ottaa sisään suuren pyörimisnopeuden ja antaa ulos pienemmän pyörimisnopeuden suuremmalla momentilla.
Evolventti	Yleinen hammasmuoto, jonka ansiosta akselivälin pieni vaihtelu ei haittaa. Hampaiden kosketus tapahtuu aina suoraa viivaa pitkin.
Ensiöakseli	Vaihteeseen momentin sisään tuova akseli.
Excel	Microsoftin solupohjainen taulukkolaskentaohjelma.
Kartiohammastus	Hammaspyörien akselit ovat 90 asteen kulmassa toisiinsa nähden kääntäen siis pyörimisliikettäkin 90 astetta.
Kiilaliitos	Hammaspyörään ja akseliin koneistetaan kolo kiilalle, joka välittää pyörimismomentin niiden välillä
KISSsoft	Koneensuunnitteluun tehty lujuuslaskentaohjelma.
Kuoppautuminen	Korroosion laji, jossa metallin pintaan muodostuu koloja (pitting).
Kutistusliitos	Hammaspyörän ja akselin lämpötilaeroa kasvatetaan ja hammaspyörä asetetaan akselille. Kun lämpötilaero häviää, hammaspyörä jää lämpölaajenemisen ansiosta jumiin akselille.
Käyttökerroin	Tehonlaskennan kerroin, joka ottaa tehopiikit huomioon.
Lieriöhammastus	Hammaspyörien akselit ovat samansuuntaiset.
Ominaisliukuma	Hammastuksessa esiintyvän liukumisnopeuden ja vierimisnopeuden suhde.
Pinioni	Kehää pyörittävä pienempi hammaspyörä.
Profiilinsiirto	Muokkaa hampaan muotoa. Positiivinen tekee hampaan tyvestä paksumman ja kärjestä kapeamman, negatiivinen päinvastoin.
Pyöräpari	Pinioni ja kehä.
Ryntösuhde	Kertoo, kuinka monta hammasparia on kosketuksessa yhtä aikaa. Kuvaa, kuinka tasaisesti hammaspyörät käyvät.
Solid Edge	Siemensin 3D-suunnitteluohjelmisto.
Scuffing	Voitelukalvon pettämisestä johtuva hampaiden hankautuminen.
Segmentti	Osat, joista kokonainen hammaskehä kootaan.
Toisioakseli	Vaihteesta momentin ulos vievä akseli.
Välityssuhde	Hammaspyörien hammaslukujen suhde. Pyörimisnopeus muuttuu kääntäen verrannollisesti välityssuhteeseen nähden.
Välitysvirhe	Välityssuhde vaihtelee aina hieman hammaspyörien pyöriessä johtuen mm. valmistusvirheistä ja kitkasta.
18CrNiMo7-6 ADI	Hiilletyskarkaistu teräs, jota käytetään yleensä pinionin materiaalina. engl. Austempered Ductile Iron, hammaskehillä yleisesti käytetty valurautatyyppe.
AGMA	engl. American Gear Manufacturers Association, amerikkalainen standardijärjestö.
DiMo DIN	Virtauskaavioiden tekemiseen suunniteltu ohjelma. saks. Deutsches Institut für Normung, saksalainen standardi-instituutti.
GJS-800 ISO	Valurautatyyppe, jota käytetään pienitehoisilla hammaskehillä. engl. International Organization for Standardization, kansainvälinen standardiorganisaatio.
SFS	Suomen Standardisoimisliitto.
VBA	engl. Visual Basic for Applications, ohjelmointiympäristö, jossa voi mm. luoda uusia funktioita koodaamalla. Saatavilla Microsoft Exceliin lisäosana.

c	tyvivälys (mm)
c_P	hampaan perusprofiilin tyvivälys (mm)
d	jakohalkaisija (mm)
h	hampaan kokonaiskorkeus (mm)
h_a	hampaan pääkorkeus (mm)
h_{aP}	hampaan perusprofiilin pääkorkeus (mm)
h_f	hampaan tyvikorkeus (mm)
h_{fP}	hampaan perusprofiilin tyvikorkeus (mm)
i_{pp}	pyöräparin välityssuhde
i_v	vaihteen välityssuhde
m	moduuli (mm)
n_m	moottorin pyörimisnopeus (1/min)
n_r	rummun pyörimisnopeus (1/min)
p_{bt}	otsaperusjako (mm)
z	hammasluku
z_1	pinionin hammasluku
z_2	hammaskehän hammasluku
Z	ryntömatka (mm)
Z_L	voiteluainekerroin
Z_V	kehänopeuskerroin
Z_R	pinnankarheuskerroin
α	ryntökulma ($^\circ$)
α_P	perusprofiilin ryntökulma
ε_α	ryntösuhde
ρ_f	hampaan tyvipyöristys (mm)
ρ_{fP}	hampaan perusprofiilin tyvipyöristys (mm)

1. JOHDANTO

Hammaskehäkäyttöjä käytetään teollisuudessa esimerkiksi suurten rumpujen, uunien, höyrykuivaimien ja jauhinmyllyjen pyörittämiseen. Yksinkertaisuuden vuoksi tässä työssä näistä kaikista käytetään yhteistä nimitystä rumpu. Rummut voivat olla jopa 120 metriä pitkiä tai 10 metrisiä halkaisijaltaan. Nopeimmat rumpujen pyörimisnopeudet ovat n. 20 kierrosta minuutissa, ja niiden tehot voivat olla useita megawatteja. Kustannustehokkaaksi tavaksi pyörittää tällaista valtavaa rumpua on todettu rummun ympärille asennettava suuri hammaskehä, jota pyöritetään sähkömoottorilla alennusvaihteen välityksellä. Alennusvaihteen tehtävä on pienentää sähkömoottorin suurta pyörimisnopeutta kasvattaen samalla saavutettavaa vääntömomenttia. Kehäkäytön kokonaisuuteen kuuluu lisäksi useita muita komponentteja ja lisävarusteita. Kehäkäyttöjen hinnat vaihtelevat muutamista kymmenistä tuhansista satoihin tuhansiin euroihin rumpujen vaihtelevien kokojen ja tehovaatimusten seurauksena.

Työn kohdeyritys on Riihimäellä sijaitseva Kumera Drives Oy. Kohdeyritys valmistaa ja markkinoi teollisuusvaihteita kansainvälisesti. Kohdeyritys on osa suurempaa suomalaista Kumera-konsernia, joka on toiminut voimansiirtoalalla jo vuodesta 1945. Kumera-konsernilla on tuotantolaitoksia Suomen lisäksi Kiinassa, Itävallassa ja Norjassa.

Hammaskehäkäyttö on suuri tuotekokonaisuus, jonka toimituskokonaisuus ja asiakasvaatimukset vaihtelevat tilauksesta toiseen. Kohdeyritys on valmistanut niitä jo vuosikymmeniä, mutta nyt toivoo tuoterakenteeseensa selkeytystä. Kehäkäytön suunnittelu-prosessissa on paljon muuttujia, joiden arvot jäävät kohdeyrityksessä suunnittelijan päätettäväksi kokemuksensa perusteella. Tämän vuoksi niitä pohditaan uudestaan joka kerta suunnittelun alkaessa. Tämän työn tavoite on vähentää näiden suunnittelun epäselvien muuttujien määrää, nopeuttaa kehäkäytön suunnittelua, ja saada kehäkäytön kustannuksia pienennettyä. Tätä lähdetään tekemään tuotteistamalla eli kuvaamalla ja vakioimalla hammaskehää ja kehäkäyttöä mahdollisimman paljon. Lisäksi hammaskehäkäytön suunnitteluprosessia pyritään yhtenäistämään ja selkeyttämään ohjeistuksen avulla. Kehäkäytön muuttujia vakioidessa niille pyritään ensin etsimään mahdollisimman optimaaliset arvot, jotta päästään parempaan suorituskyykyyn tai pienempiin kustannuksiin.

Kehäkäytön suunnitteluprosessi alkaa segmenttihammaskehän ja sitä pyörittävän pienemmän hammaspyörän eli pinionin suunnittelusta asiakkaalta saatujen lähtötietojen perusteella. Tähän tarkoitukseen kohdeyrityksellä on jo käytössä automaattinen hammaskehien suunnittelutyökalu, jossa on paljon potentiaalia, mutta myös monia puutteita. Pyöräparin eli hammaskehän ja pinionin suunnittelun jälkeen niiden mittojen perusteella valitaan ja suunnitellaan loput käytön komponentit. Koska kaikki muut komponentit määräytyvät pyöräparin mittojen perusteella, tässä työssä keskitytään pyöräparin suunnitteluun, sen muuttujien vakioimiseen sekä hammaskehien automaattisen suunnittelutyökalun kehittämiseen. Asiakkailla on kuitenkin usein tarkat vaatimukset hammaskehän mitoille, minkä johdosta se on asiakaskohtaisesti räätälöitävä tuote. Hammaskehiä ei siis voida täysin vakioda tuoteperheeksi, koska tällöin eri tuotevariaatioita olisi valtava määrä, tuoteperheen koko paisuisi ja sen hyödyt häviäisivät. Tavoite onkin siis vakioda hammaskehän muuttujia siten, että niitä ei tarvitse joka kerta suunnittelun alkaessa erikseen päättää, vaan että ne määräytyvät automaattisesti muiden lähtötietojen perusteella optimaalisen suorituskyvyn ja alhaisen hinnan aikaansaamiseksi. Näiden tavoitteiden saavuttamiseksi työlle valittiin siis kolme tutkimusongelmaa: hammaskehäkäytön kokonaisuuden ja komponenttien kuvaus; pyöräparin muuttujien tarkastelu ja vakiointi; sekä kohdeyrityksessä jo käytössä olleen hammaskehien suunnittelutyökalun eteenpäin kehittäminen.

Seuraavaksi luvussa 2 esitellään työssä käytetyt tutkimusmenetelmät. Koska tuotteistamisen tärkeä osa on tuotteen ja tuotekokonaisuuden kuvaaminen, luvussa 3 kuvaillaan hammaskehäkäytön kokonaisuutta ja yksittäisiä osia mahdollisimman tarkasti. Luvussa 4 kuvaillaan kohdeyrityksen hammaskehäkäytön nykyistä suunnitteluprosessia ja hammaskehien automaattista suunnittelutyökalua. Kuten jo todettiin, tuotteistamisen tavoitteena on vakioda tuotetta mahdollisimman paljon. Jotta pyöräparin muuttujia voidaan vakioda, täytyy niille ensin selvittää järkevät ja suorituskyvyn sekä hinnan kannalta optimaaliset arvot. Tämän vuoksi luvussa 5 käydään läpi pyöräparin suorituskyvyn mittarit, ja miten kukin hammaskehän suunnittelun muuttuja vaikuttaa niihin. Luvussa 6 määritetään vanhan hammaskehien suunnittelutyökalun kehityskohteet, ja kehitetään niitä yksi kerrallaan. Hammaskehien automaattisen suunnittelutyökalun kehityskohteiksi valittiin hammaskehän suorituskyvyn ja kustannusarvion laskeminen ilman muiden ohjelmien käyttämistä; kehäkäytön muuttujien optimointi ja vakiointi; hammaskehän eri toteutusvaihtoehtojen vertailu; muiden kehäkäytön komponenttien huomioon ottaminen kehää suunnitellessa; tuoteperheen muodostaminen hammaskehistä; sekä hammaskehien suunnittelun ohjeistaminen. Kaikki nämä ominaisuudet siis pyritään li-

säämään uuteen hammaskehien automaattiseen suunnittelutyökaluun, jota työssä kehitellään. Luvun 7 yhteenvedossa tiivistetään tämän työn saavutukset ja jatkotoimenpiteet.

2. TUTKIMUSMENETELMÄT

2.1 Käytetyt tiedonhankintamenetelmät

2.1.1 Kohdeyrityksen kokemukset kehäkäytöistä

Suuri osa luvuissa 3 ja 4 esiintyvistä tiedoista on peräisin kohdeyrityksen henkilökunnalta. Näitä tietoja ei kuitenkaan kerätty yhdessä haastattelutilaisuudessa, vaan yksitellen useiden kuukausien aikana. Nämä kysymykset ja heidän vastauksensa olivat siis keskusteluita, eivätkä suoranaisia virallisia haastatteluita. Ne ovat siis henkilökohtaisia tiedonantaja, jotka selitetään tekstin yhteydessä, eikä niitä ole merkitty lähdeluetteloon.

Hammaskehäkäytöistä, niiden rakenteesta ja valmistuksesta sekä käyttökohteista saatiin tietoa useilta eri kohdeyrityksen työntekijöiltä. Kumera Drives Oy:n suunnittelupäällikkö Severi Mäkinen suunnitteli vuonna 2011 edellisen hammaskehien automaattisen suunnittelutyökalun, jota tässä työssä kehiteltiin, joten luonnollisesti hän oli yksi työn suurimmista tiedonlähteistä. Toinen suurimmista tiedonlähteistä oli Kumera Drives Oy:n teknologiajohtaja Vesa Laine, joka toimi myös työn ohjaajana yrityksessä. Muita merkittäviä kehäkäyttöjen tiedonlähteitä olivat kohdeyrityksestä jo pois lähtenyt entinen myyntijohtaja Janne Heinonen, sekä kohdeyrityksen varatoimitusjohtaja Jari Lilja. Segmentin valuprosessista saatiin tietoa kohdeyrityksen omistaman valimon Peiron Oy:n laatupäällikkö Markku Eljaalalta. Segmentin koneistamisesta saatiin tietoa kohdeyrityksen koneistussyksikön Kumera Machinery Oy:n koneistuksen menetelmäsuunnittelija Saku Kauraselta.

Taustatutkimuksen tekemiseksi käytiin läpi kaikki kohdeyrityksen tiedonhallintajärjestelmistä löytyvät myydyt hammaskehät ja niiden käytöt. Lisäksi käytiin läpi kaikki viimeisen vuoden aikana asiakkaille tarjotut hammaskehät. Myydyistä ja tarjotuista kehistä sekä niiden käytöistä tutkittiin mittakuvia, 3D-malleja, lähtötietoja ja kustannusarvioita sekä myytyjen tuotteiden toteutuneita hintoja, jotta opittiin hahmottamaan kehäkäyttöjen kokonaisuutta ja kustannuksia. Lisäksi tutkittiin kohdeyrityksen kilpailijoiden kotisivuja internetissä ja heidän tuotekatalogejaan, jotta nähtiin, kuinka heidän toteutusratkaisunsa eroavat kohdeyrityksen vastaavista, ja miksi. Kumera Drives Oy:n kaksi suurinta kansainvälistä kilpailijaa segmenttihammaskehien valmistajina ovat SEW Eurodrive ja David Brown Santasalo.

2.1.2 Kansainvälisten standardien merkitys

Jotta hammaspyörät olisivat yhteneväisempiä ja jotta niiden kestävyys voidaan varmistaa laskennallisesti, on hammaspyörien suunnittelua varten julkaistu monia standardeja. Amerikassa on käytössä omat American Gear Manufacturers Association -järjestön AGMA-standardinsa, ja muualla maailmassa käytetään yleensä kansainvälisen International Organization for Standardization -standardiorganisaation ISO-standardeja. Saksalaiset Deutsches Institut für Normung -instituutin DIN-standardit ovat osittain yhteneviä uudempien ISO-standardien kanssa, ja niitä käytetään myös täydentämään ISO-standardeja. Suomen Standardisoimisliitto SFS:n SFS-standardeista löytyy monia ISO-standardien suomennoksia, mutta myös niitä täydentäviä standardeja, joille ei löydy ISO-standardeista vastinetta.

Kansainvälisiä standardeja ja niiden ohjeita sekä sääntöjä hammaspyörien suunnitteluun käytettiin lähteinä työssä hyvin paljon. Kohdeyrityksessä hammaspyörien lujuuslaskennat tehdään yleensä ISO-standardien mukaan, joten niitä käytettiin työssä eniten. Hammaspyörien lujuuslaskennassa on huomattu, että AGMA-laskenta antaa huomattavasti huonompia tuloksia hammaspyörien lujuudelle. Tämänkin vuoksi kohdeyrityksessä on käytetty ISO-standardeja, ellei asiakas erikseen toivo käytettäväksi AGMA-standardeja. Tässä työssä käytettiin ISO-standardeista Suomen Standardisoimisliitto SFS:n suomalaisiksi kansallisiksi standardeiksi vahvistamia SFS-ISO-versioita. Niiden sisältö on siis sama kuin tavallisissa ISO-standardeissa, mutta osa niistä sisältää myös suomenkielisen käännöksen standardin tekstistä. Hammaskehien suunnittelutyökaluun työssä lisätty hammastuksen lujuuslaskenta tehtiin myös pääosin ISO-standardien mukaisesti. Kuitenkin myös AGMA-standardeja, DIN-standardeja, sekä SFS-standardeja käytettiin kaikkia osittain täydentämään toistensa tietoja. Tämä johtuu siitä, että minikään standardiorganisaation standardeista ei löydy vastauksia kaikkiin hammaskehää ja sitä pyörittävää pinionia suunnitellessa esiin tuleviin kysymyksiin.

2.1.3 Hammaskehien suorituskyvyn laskenta

Suuri osa tämän työn havainnoista tehtiin eri hammaskehien toteutusratkaisuita suunnittelemalla ja niiden suorituskykyjä vertailemalla. Hammaskehistä lasketaan suunnitteluvaiheessa hammastuksen suorituskyky sekä kehän massa- ja kustannusarviot.

Kohdeyrityksessä käytetään Microsoft Excel-pohjaista automaattista kehän suunnittelutyökalua hammaskehän alustavaan suunnitteluun. Työkalu muodostaa käyttäjän syöttämien lähtötietojen perusteella hammaskehän mitat ja rakenteen. Excel-työkalussa

käytetään hyödyksi Visual Basic for Applications (VBA) -ohjelmointikieltä ja -ympäristöä. VBA-lisäosan avulla Excel-tiedostoon voidaan lisätä monimutkaisia makroja, jotka hoitavat tiedon käsittelyä, laskentaa, ja siirtämistä eri ohjelmistojen välillä. Nämä makrot on työkalussa liitetty Excelin soluihin sijoitettuihin nappeihin, joita painamalla ohjelma suorittaa halutun toiminnon.

Excel-työkalun muodostama kehän rakenne saadaan vietyä yhtä nappia painamalla Solid Edge -3D-suunnitteluohjelmistoon, jotta saadaan muodostettua kehän rakenteen 3D-malli. Sitten Excel-työkalun valitseman hammastuksen tiedot viedään käsin koneensuunnitteluohjelma KISSsoftiin, jossa tehdään hammastuksen lujuuslaskenta ja varmistetaan sen suorituskyvyn riittävyys. KISSsoftista saadaan myös tuotua hammastuksen mallinnus jo tehtyyn Solid Edgen 3D-malliin, minkä jälkeen 3D-malli on valmis. Tämän jälkeen Solid Edge laskee kehän massan sen mallin mittojen perusteella. Tämä massan arvo saadaan tuotua Solid Edgestä takaisin Excel-työkaluun makronapilla, minkä jälkeen työkalu laskee kehälle hinta-arvion sen massan ja mittojen perusteella. Näin saadaan suunniteltua yksi kehä, ja laskettua sen suorituskyyky kuten lujuus sekä sen hinta.

Kohdeyrityksessä hammastuksen lujuuslaskentaan käytetty ohjelma KISSsoft oli hyvin merkittävässä osassa työn etenemistä. KISSsoftilla pystyy helposti laskemaan erilaisia hammastuksia, mallintamaan niitä, sekä saamaan tulostettua hyvin kattavan raportin hammaspyöräparin suorituskyvystä. KISSsoftilla pystyy myös vertailemaan eri hammaspyöräratkaisuita vaihtelemalla haluttuja muuttujia tietyllä välillä. Lisäksi KISSsoftin verkossakin saatavilla olevassa kattavassa manuaalissa [15] selitetään tärkeät laskennassa käytetyt muuttujat, ja niiden vaikutukset suorituskyykyyn. Kaikki tämä edesauttoi valtavasti ymmärryksen karttumista hammastuksen suorituskyvystä, ja myöhemmin hammastuksen lujuuslaskennan lisäämistä kohdeyrityksen suunnittelutyökaluun. KISSsoftin ystävällinen asiakaspalvelu myös vastasi asiantuntevasti sähköpostilla heille lähettämiini kysymyksiin, kun törmäsin ongelmiin hammastuksen lujuuslaskennassa.

Excel-työkaluun uusia ominaisuuksia ja laskentaa lisättäessä VBA-lisäosaa käytettiin työssä paljon koodin kirjoittamiseen ja suunnittelun automatisoimiseen. Etenkin hammastuksen profiilinsiirtojen optimaalisten arvojen laskeminen sisältää hyvin paljon iteroimista, mihin Excel-ohjelma itse ei sovellu kovin hyvin. Tämän takia profiilinsiirtojen laskenta toteutettiin koodaamalla se VBA-ympäristössä, josta ohjelma palauttaa Excel-soluun valmiiksi lasketut arvot. Eri toimintoja ohjelmoitaessa työkaluun kertyi tuhansia rivejä koodia jaettuna kymmeniin aliohjelmiin. Työkalun välilehdille sijoitettiin useita

nappeja, joita painamalla osia suunnittelusta tai jopa koko suunnittelu tehdään automaattisesti.

Hammaskehien erilaisia toteutusratkaisuita vertailtiin tätä työtä tehdessä hyvin paljon suunnittelemalla uusia kehiä eri muuttujien arvoilla. Työn edetessä, kun Excel-työkaluun lisättiin uusia ominaisuuksia, kuten kehän massan laskenta ja hammastuksen lujuuslaskenta, tämä vertailu helpottui ja nopeutui jatkuvasti. Työn loppua kohden työkaluun lisättiin myös koko kehän automaattinen suunnittelu ja halvimman kehän toteutusratkaisun etsiminen kaikkien toteutusratkaisuiden joukosta. Tällä halvimman ratkaisun automaattisella etsimisellä saatiin varmennettua aiemmat havainnot siitä, kuinka toteuttaa halvempi kehä, kun automaattinen työkalukin päätyi samoihin lopputuloksiin vertailtuaan kaikki vaihtoehdot.

2.2 Tuotteistaminen

Tuotteistamisella tarkoitetaan lähteestä riippuen yleensä joko osaamisen valjastamista myytäväksi palveluksi, palvelun vakioimista tuotteen kaltaiseksi hyödykkeeksi, tai uuden tuotteen tai palvelun sopeuttamista myyntikelpoiseksi. Tuotteen sopeuttamista myyntikelpoiseksi voidaan soveltaa myös jo olemassa oleviin tuotteisiin määrittelemällä niiden ominaisuuksia, suunnittelua ja valmistusta tarkemmin. [33] Tässä työssä on siis kyse juuri tällaisesta jo olemassa olevan tuotteen sopeuttamisesta.

Tuotteistaminen selventää tuotteen tai palvelun käyttötarkoitusta ja sen tuottamaa arvoa kuvaamalla ja vakioimalla tuotetta ja sen ominaisuuksia. Lisäksi se auttaa muodostamaan tuotekokonaisuuksista asiakkaan tarpeita ja odotuksia vastaavia kokonaisuuksia. [32]

Tuotteistamista käytetään tuotteiden ja palveluiden kehittämiseen ja markkinoille saattamiseen. Siinä tuotekehityksessä ja innovoinnissa kehitetyt ideat ja konseptit saataan vakioiduksi ja toimivaksi todetuksi valmistus- ja markkinointivalmiiksi kokonaisuuksiksi. Sen tavoitteena on kilpailukykyinen tuote, jota voidaan valmistaa toistettavasti samalla suunnittelu- ja valmistusprosessilla. [33]

Tuotteistaminen voidaan jakaa sisäiseen ja ulkoiseen tuotteistukseen. Ulkoisella tuotteistamisella kuvataan ja kiteytetään asiakkaalle näkyvää lopputuotetta. Siinä muodostetaan kuvaus asiakkaalle tärkeistä tuotteen ominaisuuksista, ja tätä kuvausta voidaan käyttää esimerkiksi myyntimateriaaleissa. Sisäinen tuotteistaminen kuvaa ja yhdenmu-

kaistaa tuotteen suunnittelu- ja valmistusprosessia. Tuotteistaminen ei kuitenkaan tarkoita samaa kuin koko tuotteen standardointi, vaan tavoitteena on löytää tasapaino vakioinnin ja asiakaskohtaisen räätälöinnin välille. [32]

Tässä työssä kyse on olemassa olevan asiakaskohtaisesti räätälöitävän tuotteen – hammaskehäkäytön – tuotteistuksesta. Tuotteistusta tehdään ensin ulkoisesti kuvaamalla tuotetta ja toimituskokonaisuutta mahdollisimman tarkasti, ja vakioimalla kaikki ne tuotteen ominaisuudet, joiden ei tarvitse olla vapaasti valittavissa. Jotta tuotteen ominaisuudet saadaan vakioitua, on vakioitaville ominaisuuksille etsittävä järkevät arvot, jotka maksimoivat tuotteen suorituskyvyn hinnan suhteen. Tämän vuoksi tehdään muuttujien optimointia kustannus- ja lujuuslaskennan avulla, kohdeyrityksen kokemusten perusteella, kirjallisuuslähteiden ja erityisesti standardien avulla, sekä vertailukehittämisellä vertailemalla ratkaisuja kilpailijoiden ratkaisuihin sekä kohdeyrityksessä aikaisemmin toteutettuihin ratkaisuihin. Ominaisuuksia ei pyritä vakioimaan yksiin tiettyihin arvoihin, jotka niiden kuuluisivat aina olla, vaan hyödynnetään seuraavassa alaluvussa esiteltäviä parametrisen suunnittelun mukaisia riippuvuuksia ja rajoituksia, jolloin muuttujien arvot määräytyvät tapauskohtaisesti lähtötietojen perusteella.

Vakioitujen tuotteen ominaisuuksien pohjalta lähdetään tekemään sisäistä tuotteistusta yhdenmukaistamalla tuotteen suunnitteluprosessia ohjeistuksen avulla. Ohjeistuksen tavoitteena on, että sitä seuraamalla ohjeistuksen lukija saa valittua ja mitoitettua hammaskehäkäytön komponentit optimaalisesti, vaikka hänellä ei olisikaan kehäkäytöistä aikaisempaa tietotaitoa. Koska työ keskittyy vahvasti kohdeyrityksessä käytössä olevan hammaskehien automaattisen suunnittelutyökalun kehittämiseen, tämä ohjeistus integroidaan osaksi työkalua, jotta työkalun käyttäjä osaa vaihe kerrallaan suunnitella hammaskehän.

Koska hammaskehäkäyttöjä tarjotaan eri teollisuuden aloille hyvin erilaisilla ominaisuuksilla, todettiin, että tuoteperhe helpottaisi kehän tyyppin valintaa, suunnittelun aloittamista ja kustannuslaskennan arviointia tarjousvaiheessa. Siispä hammaskehäkäytöistä muodostetaan suunnittelun ohjeistusta seuraten tuoteperhe, jota voidaan käyttää pohjana tuotteen valinnassa ja kustannuslaskennassa sekä suunnittelussa. Tuoteperheen muodostamisessa käytetään myös parametrisen suunnittelun periaatteita. Tämä tuoteperhe lisätään myös osaksi hammaskehien suunnittelutyökalua, jotta työkalun käyttäjä voi ottaa suunnittelun pohjaksi jonkin tuoteperheen jäsenen.

2.3 Parametrinen suunnittelu

Parametrista suunnittelua käytetään paljon 3D-suunnittelussa ja arkkitehtuurissa. Se on tapa suunnitella monimutkaisia muotoja parametrien ja algoritmien avulla hyödyntäen viivojen, muotojen tai arvojen välisiä suhteita. Geometrioita voidaan muodostaa suoraan lähtötietojen perusteella, kunhan mittojen ja arvojen väliset suhteet on määritetty hyvin. [12, 18]

Kun jotain kappaleen mitta muutetaan, kappaleen muut mitat muuttuvat sen mukana, ja kappaleen muoto päivittyy itsestään. Tällöin uusia mittoja ei tarvitse laskea ja päivittää manuaalisesti, ja kokonaisen tuotteen mittoja voidaan muuttaa myös jälkeenkäin helposti. Tämä taas mahdollistaa tuoteperheen muodostamisen yhden pohjatuotteen perusteella sen mitoista skaalaamalla. Jotta parametrinen suunnittelu toimii jollakin tuotteella, täytyy sen rakenne ja mallinnus olla suunniteltu siten, että mittojen muuttaminen ei aiheuta ristiriitoja kappaleen muiden piirteiden välille. [12, 18]

Nykyisessä kohdeyrityksessä käytössä olevassa hammaskehien suunnitteluohjelmassa käytetään jo parametrista suunnittelua, jotta muutaman lähtötiedon antamalla saadaan suunniteltua koko kehä. Kehän segmentin rakenne ja mallinnus ovat suunniteltu siten, että sen mittojen muuttaminen ei aiheuta ongelmia. Kaikki kehän mitat määräytyvät lähtötiedoista, ja esimerkiksi rummun halkaisijaa muutettaessa ohjelma laskee kaikki kehän uudet mitat. Ohjelmassa on silti paljon muuttujia, joiden arvot pysyvät aina samana, ellei käyttäjä niitä itse muuta. Nämä arvot kuitenkin vaikuttavat paljon kehäkäytön suorituskykyyn ja hintaan, ja optimaaliset arvot riippuvat vahvasti lähtötiedoista. Näitä ohjelman muuttujien arvoja on nykyään muutettu käsin käyttäjän ammattitaidon ja kokemuksen mukaan.

Tässä työssä tätä parametrista suunnittelua on tarkoitus viedä eteenpäin siten, että myös mahdollisimman moni näistä käyttäjän määrittämistä arvoista määräytyisi automaattisesti lähtötietojen perusteella. Tällöin käyttäjän tarvitsisi vaikuttaa mahdollisimman vähän kehän arvoihin, eikä käyttäjällä tarvitse olla niin paljoa tietotaitoa kehistä.

3. HAMMASKEHÄKÄYTÖN KUVAUS

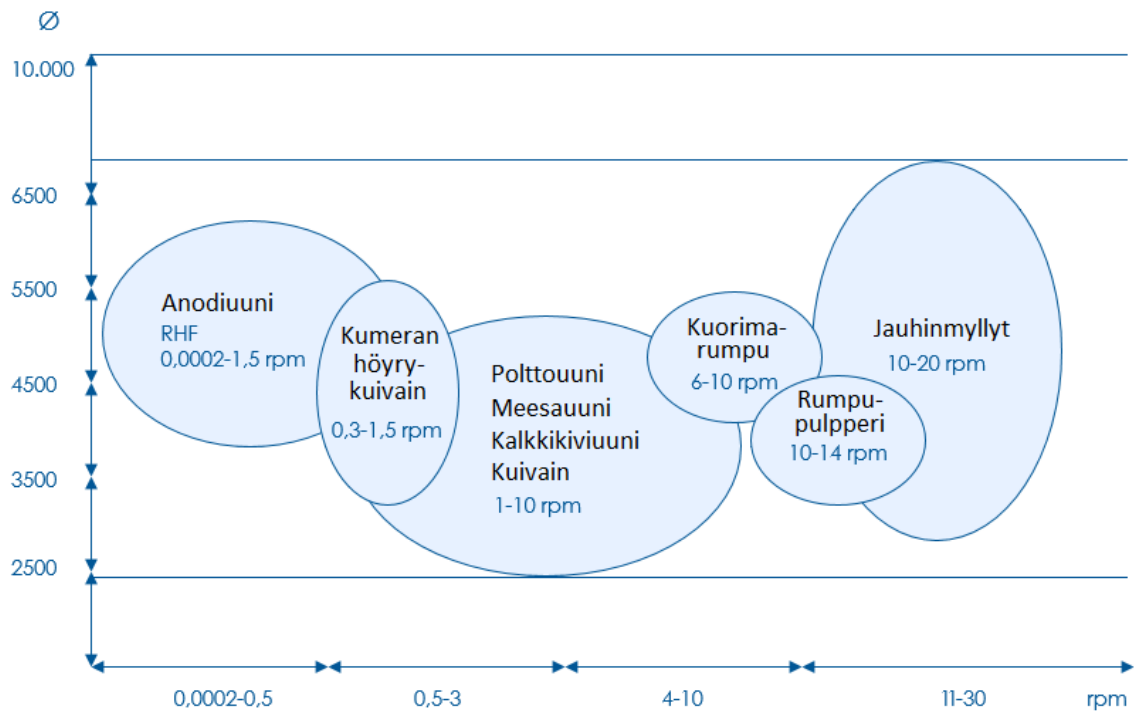
3.1 Kehäkäyttöjen käyttökohteet

Hammaskehäkäyttöillä pyöritetään mm. suuria teollisuuden rumpuja, uuneja, höyrykuivaimia ja jauhinmyllyjä. Yksinkertaisuuden vuoksi tässä työssä näistä kaikista käytetään yhteistä nimitystä rumpu. Kuvassa 1 on esitetty kalkkikiviunin rumpu ja sitä pyörittävä kohdeyritksen hammaskehäkäyttö.



Kuva 1. Kalkkikiviunin rumpu ja sitä pyörittävä käyttö.

Rumpujen halkaisijat ovat yleensä välillä 2–10 metriä, ja niiden pituudet vaihtelevat muutamasta metristä jopa 120 metriin. Hitaimmat rumpujen pyörimisnopeudet lähentelevät nollaa kierrosta minuutissa, ja nopeimmat pyörivät noin 20 kierrosta minuutissa. Kehältä vaadittavat tehot vaihtelevat kymmenistä kilowateista muutamaa megawattiin. Kuvassa 2 esitellään kohdeyhteyksen hammaskehien yleisimmät käyttökohteet lajiteltuna halkaisijan ja pyörimisnopeuden mukaan.



Kuva 2. Kehäkäyttöjen käyttökohteet lajiteltuna halkaisijan ja pyörimisnopeuden mukaan (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, Girth Gears, yrityksen sisäinen koulutusmateriaali, 27.5.2015, käännetty suomeksi).

Hitaasti pyöriviä anodi-uuneja käytetään kuparinvalmistusprosessissa. Kohdeyhteyksen patentoimia Kumera-höyrykuivaimia käytetään useiden metallien sulatusprosesseissa rikasteen kuivaamiseen. Kumera-höyrykuivaimia käytetään myös ruskohiilen ja muiden erityisen kuluttavien materiaalien kuivaamiseen. Kumera-höyrykuivain on hyvin energiatehokas lämmön prosessissa kierrättämisen ansiosta. Perinteisempiä rumppukuivaimia käytetään erilaisten vähemmän kuluttavien materiaalien jatkuvaan kuivaukseen. Polttouuneja käytetään mm. ongelmajätteen hävittämiseen. Meesauuneja käytetään selluntuottamisprosessissa syntyvien kemikaalien kierrättämiseksi uudelleen käytettäväksi. Kuvassa 1 näkyvä kalkkikivi-uuni on hyvin samankaltainen kuin meesauuni, ja se myös tuottaa samoja kemikaaleja, mutta se käyttää lähtöaineena kalkkikiveä. Kuorimarumpuja käytetään puiden kuorimiseen ja puhdistamiseen pyörittämällä niitä rummun sisällä toisiaan ja rummun seiniä vasten. Rumpupulppereita käytetään kierrätetyn paperimassan uudelleen kuidutuksessa. Jauhinmyllyissä kiinteitä materiaaleja,

kuten mineraaleja murskataan ja hienonnetaan. Jauhaminen vaatii paljon energiaa, minkä vuoksi jauhinmyllyjen tehot ja pyörimisnopeudet ovat hyvin suuria. Tämän seurauksena jauhinmyllyissä on yleensä suosittu yhdestä tai kahdesta osasta valmistettuja hammaskehiä segmenttihammaskehien sijaan, koska liitoskohtien määrä halutaan minimoida. (Janne Heinonen, entinen Kumera Drives Oy:n myyntijohtaja, henkilökohtainen tiedonanto 8.3.2018)

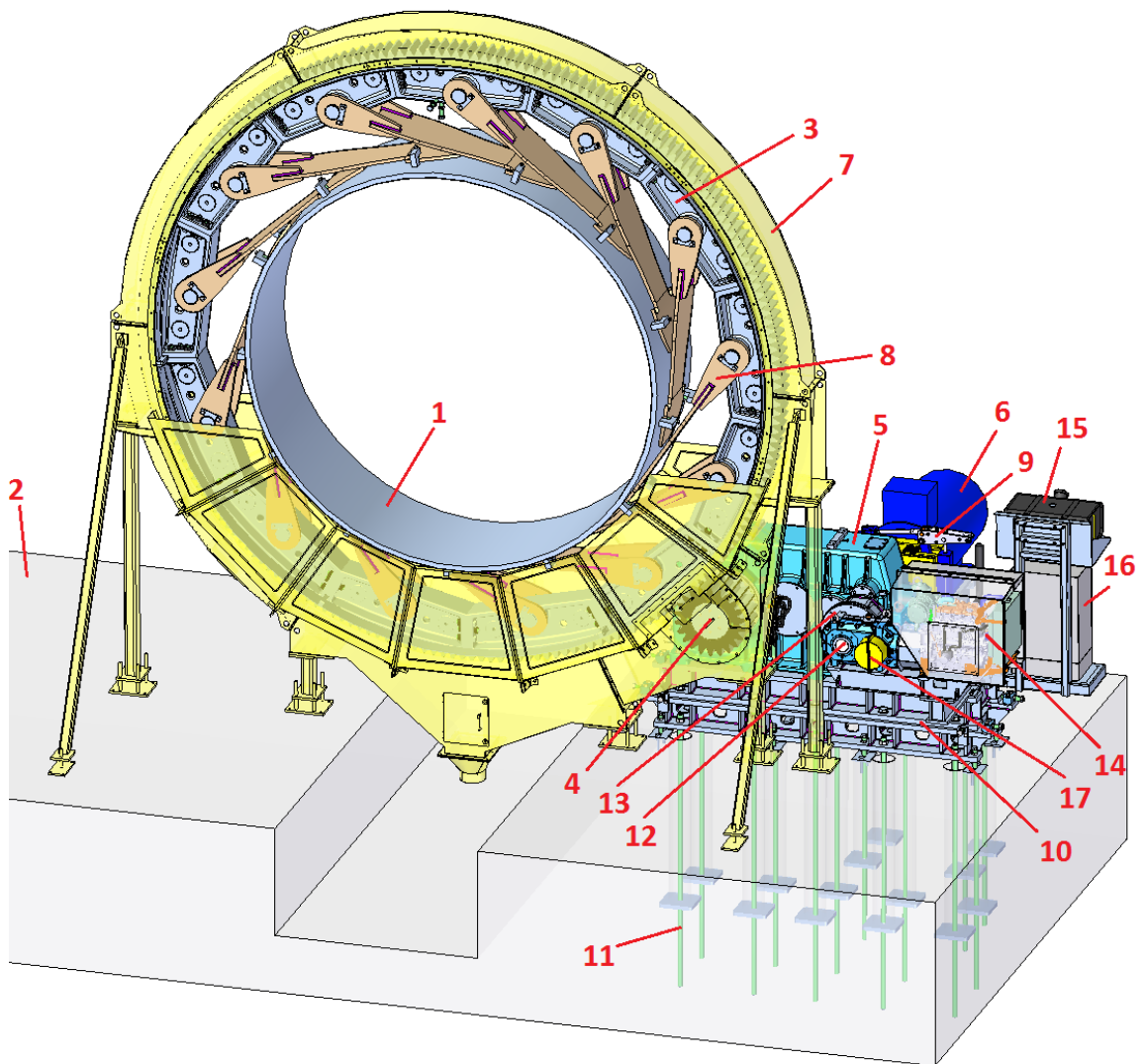
3.2 Kehäkäyttöjen toimituskokonaisuus

Kohdeyrityksen toimittama hammaskehäkäyttö voi sisältää kehän, pinionin, päävaihteen, päävaihteen sähkömoottorin, kehän suojan, voitelujärjestelmän, apukäytön moottoreineen, kytkimiä ja jarruja voimansiirtoon sekä kaikki tarvittavat alustat, kiinnitysosat ja asennustyökalut. Päävaihteen moottorin asiakkaat hankkivat kuitenkin yleensä itse moottorinvalmistajien kanssa tehdyillä sopimuksilla. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Suuri osa kohdeyrityksen toimituksista on korvaavia tuotteita vanhoille hajonneille tuotteille. Tällöin uuden tuotteen täytyy vastata tärkeimmiltä mitoiltaan vanhaa tuotetta. Kehäkäytön toimituskokonaisuus voi olla mitä vain yhdestä komponentista koko kehäkäytön sisältävään pakettiin. Yksi tavallisimmista toimituskokonaisuuksista sisältää kuitenkin vain hammaskehän ja pinionin. (Janne Heinonen, entinen Kumera Drives Oy:n myyntijohtaja, henkilökohtainen tiedonanto 6.4.2018)

3.3 Kehäkäytön rakenne

Tavallinen kehäkäytön rakenne on esitetty Kuvassa 3. Tärkeimmät kehäkäytön komponentit on numeroitu kuvaan.



Kuva 3. Kehäkäytön tärkeimmät komponentit:

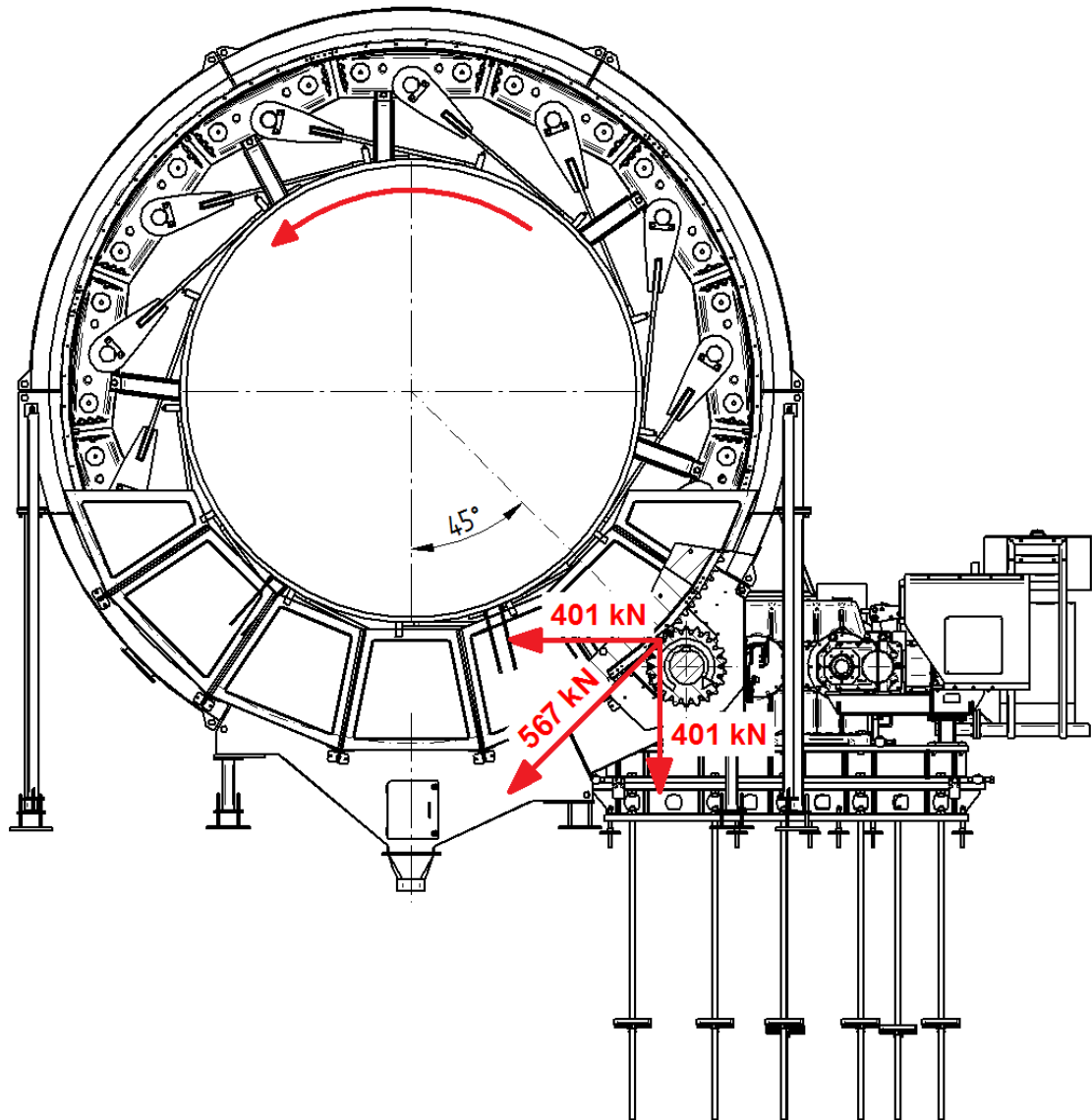
- 1 = Rumpu (leikattu osa), 2 = Tehtaan lattia, 3 = Segmenttihammaskehä,
 4 = Pinioni, 5 = Päävaihte, 6 = Päämoottori, 7 = Hammaskehän suoja,
 8 = Jousilaipat, 9 = Moottorin jarru, 10 = Alusta, 11 = Perustusruuvit,
 12 = Apukäyttö, 13 = Vapaakytkin, 14 = Apukäytön dieselmoottori,
 15 = Dieselsäiliö, 16 = Sähkökaappi, 17 = Takaisinpyörinnän esto.

Rummun ympärille kiinnitetään segmenteistä koostuvaa hammaskehä. Hammaskehää pyöritetään pinionilla vaihteen ja vaihdetta pyörittävän sähkömoottorin välityksellä. Pyöräparin – eli kehän ja pinionin – hammaskosketuksessa vaadittava voitelu hoidetaan voitelujärjestelmällä, ja pyöräparin ympärillä oleva kehän suoja pitää voiteluaineen sisällään ja hoitaa sen poiston järjestelmästä. Kehän suoja myös suojelee pyöräparia ulkopuoliselta liialta.

Haluttaessa kehäkäyttöön voi sisältyä apukäyttö, joka koostuu pienemmästä vaihteesta ja sitä pyörittävästä pienestä moottorista. Apukäytöllä voidaan pyörittää rumpua hitaasti päämoottoria huollettaessa tai vikatilanteiden kuten sähkökatkon sattuessa, jotta pitkä

rumpu ei ala taipumaan painovoiman vaikutuksesta tai jotta rummun sisällä oleva materiaali ei jähmety paikoilleen (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Kehäkäyttö vaatii tehtaan perustuksiin kiinni pultattavan alustan joko vaihteen, pinionin tai niiden molempien alle. Alusta kantaa hammaskosketuksesta käyttöön kohdistuvat voimat, ja sillä voidaan myös säätää kehäkäytön kohdistusta. Hammaskosketuksesta pinioniin johtuvat voimat on esitetty Kuvassa 4.



Kuva 4. Kehäkäyttöön hammaskosketuksesta johtuvat voimat.

Yleensä pinioni pyritään sijoittamaan sille puolelle rumpua, jossa kehä kohdistaa siihen pyörimissuunastaan johtuen alaspäin osoittavan voiman. Mikäli pinioniin ja siten myös vaihteeseen kohdistuu suuria ylöspäin osoittavia nostavia voimia, ne saattavat repiä vaihteen alustoineen irti perustuksista. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Erittäin suuria tehoja siirrettäessä voidaan yhtä hammaskehää pyörittää kahdella pinionilla. Tällöin vaihteita ja moottoreitakin tarvitaan kaksi, mutta niiltä vaadittava teho puolittuu, jolloin ne voivat olla pienempiä ja halvempia. Tällöin rummun pyörittämiseen tarvittavat voimat jakaantuvat kahdelle eri hammaskosketuspisteelle, ja yhteen pinioniin kohdistuvat voimat pienenevät. Tämän ansiosta hammaspyörät voivat olla kapeampia silti kestäen kokonaistehon. Joskus harvoin on myös toteutettu ratkaisuita, joissa yhtä pinionia pyörittää kaksi vaihdetta. Tällöin vaihteet ja niiden moottorit voivat olla pienempiä, mutta hammaspyöriin kohdistuvat voimat eivät pienene, koska pinioneja ja siten hammaskosketuspisteitä on vieläkin vain yksi. Seuraavissa alaluvuissa näitä kehäkäytön- komponentteja esitellään tarkemmin.

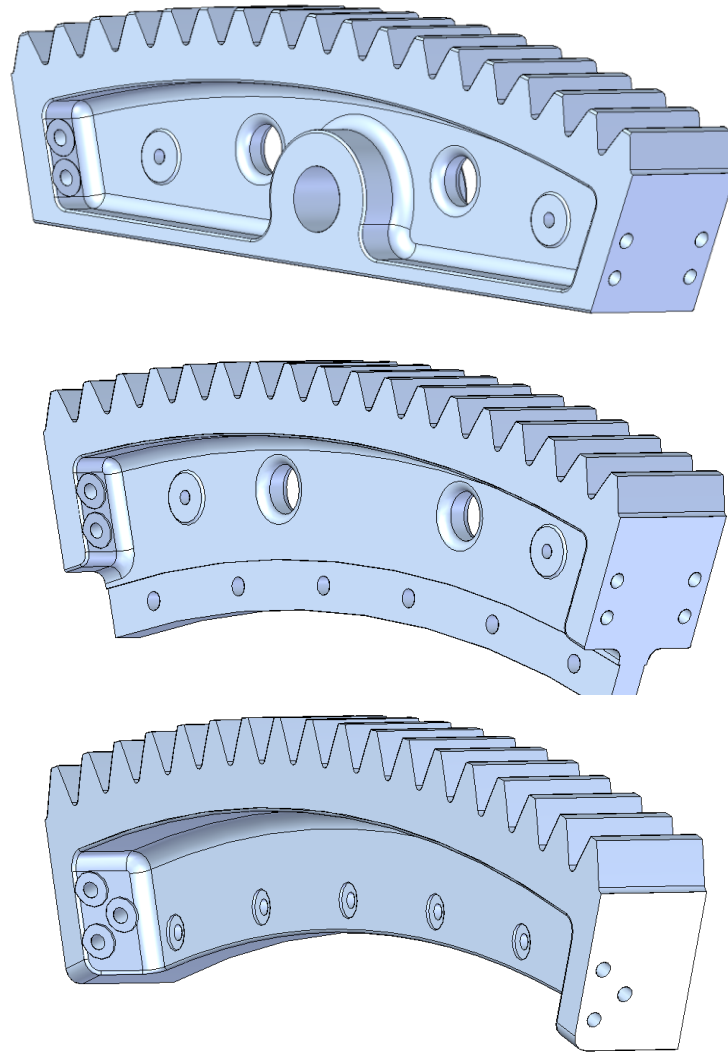
3.3.1 Segmenttikehän rakenne

Rummun ympärille kiinnitettävä hammaskehä koostuu yleensä 8–16 segmentistä. Kehän kokoaminen lyhyistä segmenteistä mahdollistaa tarkempien valmistusmenetelmien käytön, antaa segmentille hyvät ja tasaiset materiaaliominaisuudet, sekä helpottaa kehän yhden osan vaihtamista uuteen ja kehän kuljettamista asiakkaalle. [9] Kehän halkaisija vaihtelee pyöritettävän rummun halkaisijan mukaan kahdesta metristä ylöspäin. Kohdeyrityksen valmistamien segmenttikehien halkaisijalla ei teoriassa ole ylärajaa, sillä segmenttien määrää voidaan vapaasti lisätä. Segmenttien määrää lisätessä kuitenkin menetelmän taloudellisuus laskee osien ja liitosten määrän kasvaessa. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Segmenttien määrä pyritään yleensä pitämään mahdollisimman pienenä, jotta liitospintojen ja -osien määrätkin pysyvät pieninä ja kustannukset mahdollisimman alhaisina. Valmistusmenetelmistä johtuva segmentin maksimipituus kuitenkin rajoittaa sitä, kuinka vähän segmenttejä voi olla. Kohdeyrityksessä segmentin pituudeksi on pyritty saamaan 1600–1800 mm, jolloin segmentin valmistus ja kuljetus on vielä helppoa, mutta liitosten kustannuksetkin pysyvät alhaisempina kuin lyhemmillä segmenteillä. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Jos rumpua pyöritetään aina samaan suuntaan, hampaat kuluvat vain toiselta kyljeltään. Tällöin segmentit pyritään suunnittelemaan siten, että ne voidaan kääntää ympäri pyörimissuuntaan nähden, kun hammaspinnot ovat kuluneet merkittävästi. Tällöin saadaan käyttöön toinen uusi hammaspinta, joka ei ole vielä kulunut. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Kohdeyrityksessä on valmistettu pääasiassa kolmenmallisia segmenttejä: jousimallisia, T-mallisia ja L-mallisia. Näitä havainnollistetaan Kuvassa 5.



Kuva 5. Kolme tavallisinta segmenttityyppiä kohdeyityksessä.
Ylimmästä alimpaan: jousimalli, T-malli ja L-malli.

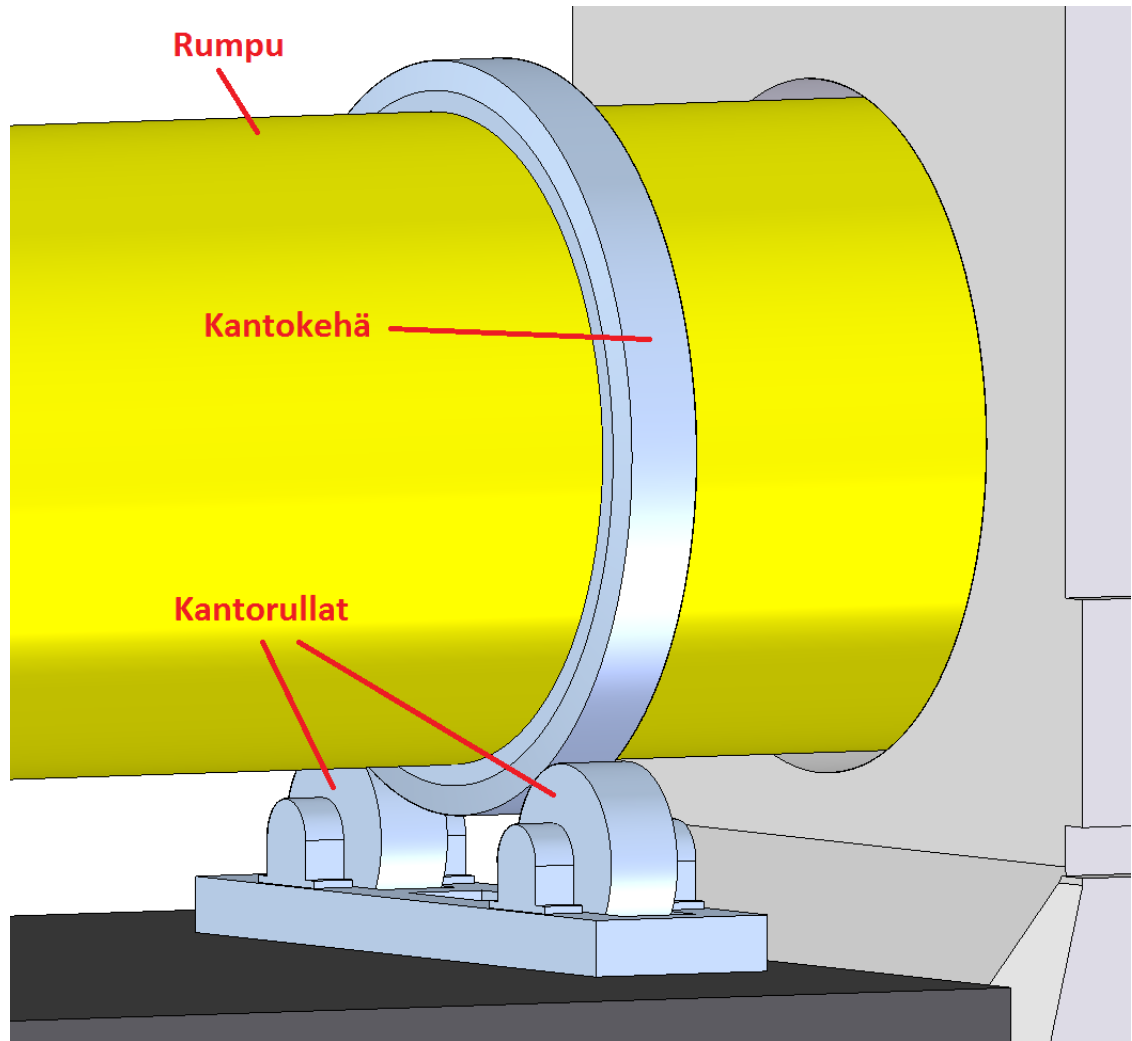
Kohdeyityksessä käytössä oleva automaattinen kehän suunnitteluohjelma hyödyntää näiden segmenttityyppien parametrimalleja muuttaen malliin vain tiettyjä mittoja kuten leveys, pituus ja hammasluku. Segmentin rakenne siis pysyy aina samana. Käsien suunniteltaessa segmentin muotoa tietenkin voidaan muokata enemmän, esimerkiksi jousimallin tasainen alareuna voidaan muokata kaarevaksi. Koska tämä työ kuitenkin käsittelee kehien tuotteistamista ja kohdeyityksessä käytössä olevaa hammaskehien parametrasta suunnitteluohjelmaa, tässä työssä oletetaan segmenttien olevan rakenteeltaan aina Kuvan 5 mallien mukaisia.

Jousimallisia segmenttejä on käytettävä silloin, jos rummun lämpötilat vaihtelevat paljon, jolloin tapahtuu lämpölaajenemista. Tällöin kehän kiinnityksen rumpuun on joustettava, jotta rumpu pääsee laajenemaan. Tämä hoituu Kuvaan 3 merkityillä jousilaipoilla, jotka ovat akselilla kiinni jousimallisen segmentin keskireiässä ja joiden laippa hitsataan

rummun pintaan kiinni. Tällöin segmentin ja jousilaipan välinen kulma pääsee vapaasti muuttumaan rummun koon vaihdellessa lämpölaajenemisen vaikutuksesta. Jousimallisista segmentistä koostuvan kehän ja rummun väliin on siis jätävä noin 20–50 cm tilaa, jotta jousilaipat mahtuvat sinne ja mahtuvat taipumaankin. Jousimallisen segmentin alapinta on yleensä tasainen, ja segmentin päädyn liitospinnassa kiinnitysreiät ovat uuman molemmin puolin. Jousimallista kehää ei voi pyörittää kuin yhteen pyörimissuuntaan, koska jousilaipoilla voi vain vetää kuormaa, ei työntää. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

T-mallinen segmentti on tavallisin segmenttityyppi, jos rummun lämpölaajenemista ei tapahdu. Siinä segmentin liitospinta on samankaltainen kuin jousimallissa, eli kiinnitysreikiä on molemmilla puolilla segmentin uumaa. Segmentin alapinta kuitenkin on kaareva, ja se pultataan suoraan rummun päälle asetettavaan kiinnitysrenkaaseen.

L-mallista segmenttiä käytetään yleensä silloin, jos rummulla on erillinen kantokehä ja kehä voidaan pultata suoraan kantokehän kylkeen kiinni (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Kantokehä on sileä rummun päälle kiinnitettävä rengas, jonka alle on sijoitettu joko yksi tai kaksi pienempää sileää kantorullaa, kuten Kuvassa 6 näkyy.



Kuva 6. Rummun kantokehä ja kantorullat.

Kantokehän tehtävä ei siis ole pyörittää rumpuja, vaan kantaa sen massa. Kantokehiä käytetään pitkillä ja raskailla rummuilla, jotka taipuisivat merkittävästi ilman lisätukea. Muista segmenttimalleista poiketen L-malli ei ole symmetrinen, vaan päädyn liitospinnassa kiinnitysreiät ovat kaikki toisella puolella uumaa, minkä ansiosta segmentin uuman toinen puoli jää tasaiseksi. Tämän seurauksena kehää ei voi helposti kääntää ympäri, jotta saataisiin käyttöön uudet kulumattomat hammaspinnot.

Luvun 3.1 kehäkäyttöjen käyttökohteista kaikki uunit ja kuivaimet ovat kuumia rumpuja, joten ne vaativat jousimallisen segmentin, jotta rumpu mahtuu lämpölaajenemaan. Kuorimarummuissa ja rumpupulppereissa käytetään yleensä rummun tukena kantokehiä, joiden kylkeen voidaan usein pultata L-mallinen segmenttikehä. Muissa tapauksissa käytetään lähtökohtaisesti T-mallisia kehä.

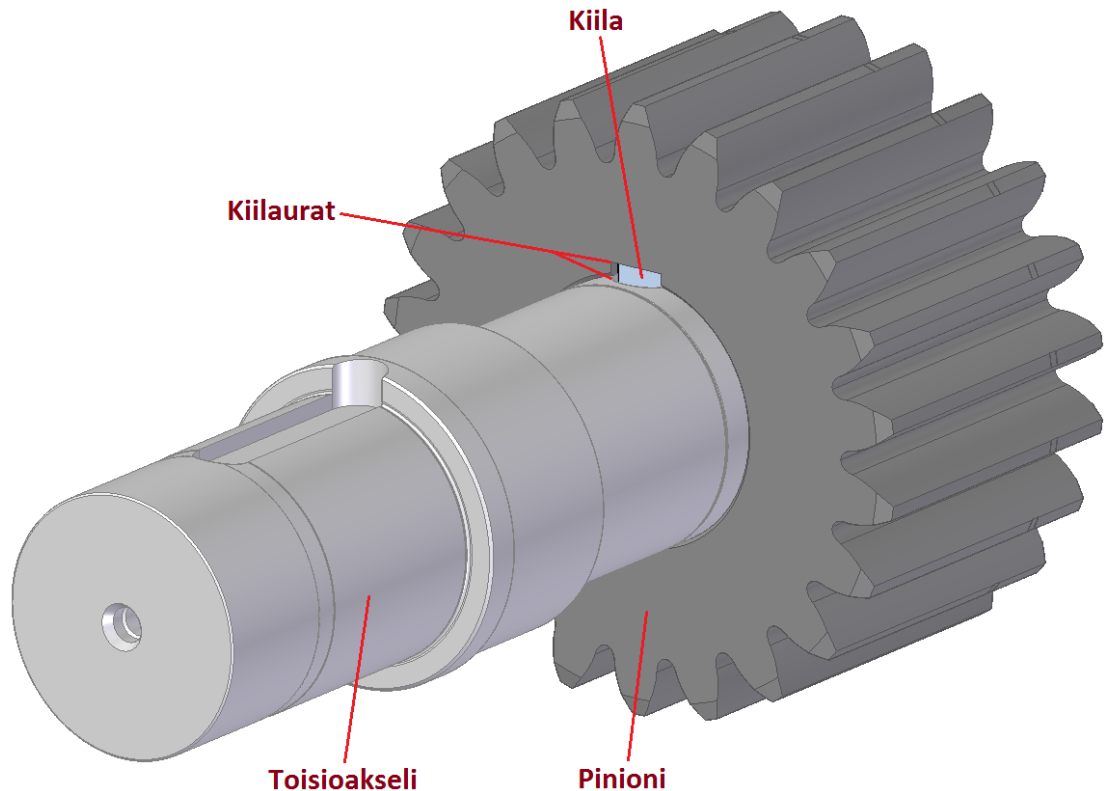
Segmenttikehän toimitukseen kuuluvat myös kaikki sen kiinnitysosat, kuten ruuvit ja pultit. Jousimallin tapauksessa mukaan kuuluvat myös jousilaipat akseleineen sekä

jousimallin asennuksessa tarvittavat asennustyökalut, jotka pitävät kehää paikallaan irti rummun pinnasta jousilaippojen asennuksen ajan.

Segmentin ainevahvuudet ja pulttiliitokset mitoitetaan siten, että ne varmasti kestävät kehään kohdistuvat voimat. Tällöin kehän maksimitehon määrää sen hammastuksen geometria, eivätkä segmentin rakenteen ominaisuudet. Suurin osa kaikista maailman hammaspyöristä käyttävät evolventtimuotoista hammastusta. Evolventtimuoto määritellään siten, että jos evolventtimuotoisten hammaspyörien pyöriessä toisiaan vasten niiden väliset kosketuspisteet piirretään näkyviin, muodostuu suora ryntöviiva. Tämän ominaisuuden ansiosta evolventtimuotoisia hampaita on helppo valmistaa ja tarkastaa, eikä pieni hammaspyörien välisen etäisyyden vaihtelu vaikuta hammaspyörillä saavutettavaan välityssuhteeseen. [4] Segmenttikehien hammastuksena on kohdeyrityksessä käytetty evolventtimuotoista suorahampaista hammastusta, eli siinä ei ole vinouskulmaa. Vinohampaisella hammastuksella saavutettaisiin kyllä parempi tehonsiirtokyky ja sujuvampi käynti [4], mutta segmenttien liitoskohta hankaloituisi ja vinohammastus aiheuttaisi hammaskehään ja rumpuun suuria aksiaalisia voimia. Aksiaaliset voimat voitaisiin ratkaista tuplavinohammastuksella, jossa hammastus olisi puoliksi toiseen suuntaan vino ja puoliksi toiseen, mutta tämä monimutkaistaisi taas segmentin rakennetta ja valmistusta. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Tässä työssä siis aina kehän tai pinionin hammastuksesta puhuttaessa tarkoitetaan suorahampaista evolventtihammastusta.

3.3.2 Pinionin rakenne

Hammaskehää pyörittävä pienempi hammaspyörä on nimeltään pinioni. Se on yhdestä kappaleesta valmistettava muuten umpinainen hammaspyörä, mutta sen keskellä olevaan reikään liitetään sitä pyörittävä akseli. Pinioni ja sen akseli voidaan myös valmistaa yhdeksi yhtenäiseksi osaksi, mutta kohdeyrityksessä ne on valmistettu erillisinä valmistusteknisistä syistä (Jari Lilja, varatoimitusjohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 30.4.2018). Käyttötarkoituksesta riippuen pinioni voidaan asentaa suoraan vaihteen toisioakselille, tai sillä voi olla oma erillinen akseli, joka erikseen kytketään kiinni vaihteen toisioakseliin. Pinioni liitetään akselin päälle yleensä joko kiilaura- tai kutistusliitoksella. Kiilauraliitosta käytettäessä akseliin ja pinionin akselin reikään tehdään molempiin syvennysura, ja näihin uriin asetetaan sopiva kiila. Kun kiila laitetaan akselin uraan ja akseli kiiloineen työnnetään pinionin uraan, kiila välittää pyörimismomentin akselin ja pinionin välillä. Kuvassa 7 esitetään pinioni ja sen kytkentä toisioakselin päähän kiilaliitoksella.



Kuva 7. Pinioni ja sen liittäminen toisioakseliin kiilaurilla.

Kutistusliitoksessa akseli valmistetaan tarkoituksella hieman paksummaksi kuin pinionin akselin reikä. Jotta akseli saadaan työnnettyä reikäänsä, akselia viennetään jääs-
tiassa ja pinionia kuumennetaan, jolloin akseli kutistuu ja pinionin reikä laajenee hie-
man. Kun akseli on paikoillaan ja lämpötilat tasaantuvat, akseli jää puristuksiin pinionin
reiän sisälle. Kutistusliitoksessa momentin välitys tapahtuu siis pelkästään kitalla. (Se-
veri Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto
2018)

Pinionin hammastus ja mitat määräytyvät suurimmalta osin hammaskehän ominaisuuksista. Pinionin leveyden on oltava hieman kehää leveämpi, jotta rummun ja sen mukana liikkuvan kehän pieni aksiaalisuuntainen eli akselin suuntainen liike ei aiheuta hammaskosketuksen leveyden pientymistä. Lämpölaajenevat uunit liikkuvat kylmiä rumpuja enemmän aksiaalisesti, minkä vuoksi niillä pinionin on oltava huomattavasti kehää leveämpi. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Pinionin ja hammaskehän hammastusten geometriat yhdessä määräävät pyöräparin suorituskyvyn.

3.3.3 Pyöräparin voitelujärjestelmä

Pinionin ja kehän välisen hammaskosketuksen voitelu hoidetaan omalla voitelujärjestelmällä. Voiteluaineen tarkoitus on muodostaa hammaspintojen väliin kalvo, joka pitää ne erossa toisistaan. Tällöin pintajännitykset, kitka, kuluminen, tehohäviöt, värinä sekä melu pienenevät huomattavasti. Voiteluaineen valinta ja annostelu ratkaisevat voitelutehon kyseisessä kohteessa. Kohdeyritys ei yleensä toimita hammaskehäkäyttöjen voiteluaineita, vaan suosittelee asiakkaalle erilaisia öljy- ja rasvavoiteluaineita, joista he saavat valita mieleisensä. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Vaihteen sisällä voiteluaineen tulee lisäksi voidella laakerit ja akselitiivisteet sekä siirtää lämpöä pois vaihteen sisältä [4].

Voiteluaineen valinnassa tärkeä tekijä on sen viskositeetti. Mitä suurempi viskositeetti voiteluaineella on, sitä huonommin se virtaa ja sitä hankalampi sitä on syöttää voitelukohteeseen. Koska rasvat koostuvat pohjaöljystä, johon on lisätty sakeutinta, niiden viskositeetti on suurempi kuin pelkän vastaavan öljyn. Yleensä öljy virtaa nestemäisesti ja valuu aina painovoiman mukana, kun taas rasva pysyy paremmin aloillaan. Tästä syystä rasva on myös helpompi pitää käyttökohteen sisällä tiivistettynä kuluneillakin tiivisteillä. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Erilaisten öljyjen, ja siten myös rasvojen, viskositeetit kuitenkin vaihtelevat hyvin paljon. Kaikki hammaskehäkäyttöihin tarkoitetut voiteluaineet kuitenkin tarjoavat hyvän kuormankantokyvyn, kulumiseneston, ja tartunnan.

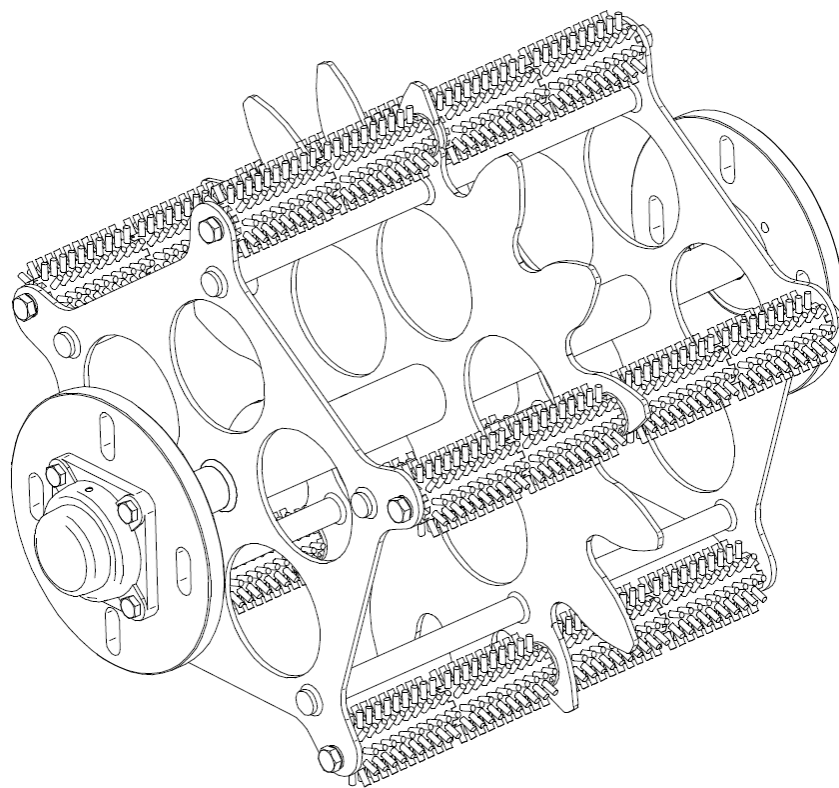
Voiteluaine tai ainakin sen tyyppi täytyy olla jo tiedossa, kun voitelujärjestelmää suunnitellaan, koska kaikki voiteluaineet eivät sovi virtausominaisuuksiensa vuoksi kaikille voitelujärjestelmille. Lähes kaikki kohdeyrityksen voitelujärjestelmät on suunniteltu toimimaan rasvojen kanssa, koska niitä on helpompi hallita kuin öljyjä. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Pyöräparin voitelujärjestelmät ovat joko ruisku- tai tiputusmallisia. Molemmissa pumpppu työntää voiteluainetta putkia pitkin kohti suuttimia, joista ne syötetään pinionin hammastukselle. Käytetty ja ylimääräinen rasva valuu kehän suojan pohjalle, josta se voidaan poistaa. Ruiskuvoitelujärjestelmä on monimutkaisempi ohjausjärjestelmineen, lämmityksineen ja suuttimineen. Ruiskuvoitelujärjestelmä annostelee voiteluaineen tarkasti ja levittää sen tehokkaasti koko hammastuksen alueelle.

Tiputusvoitelujärjestelmä on paljon yksinkertaisempi ja halvempi: muutamasta putkesta tippuu voiteluainepisaroita pinionin päälle, josta se leviää itsekseen hammastuksen koko leveydelle. Tiputusvoitelujärjestelmäkin on kuitenkin todettu hyvin toimivaksi ja

edulliseksi ratkaisuksi (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Kohdeyrityksessä öljyä on käytetty vain kerran voiteluaineena kehäkäytön kiertovoitelujärjestelmässä. Kiertovoitelu tarkoittaa siis sitä, että käytetty voiteluaine valuu takaisin öljysäiliöön suodattimen kautta. Kyseisessä tapauksessa öljyn syöttö hoidettiin tiputusvoiteluna pinionin päälle, mutta varmuuden vuoksi käytettiin myös voitelupyörää kehän alla. Kuvassa 8 esitettävä voitelupyörä on ohutseinäinen ja kevyt hammaspyörä, joka pyörii hammaskosketuksessa kehän kanssa ja sivelee samalla sudeilla kehän pintaan öljyä.



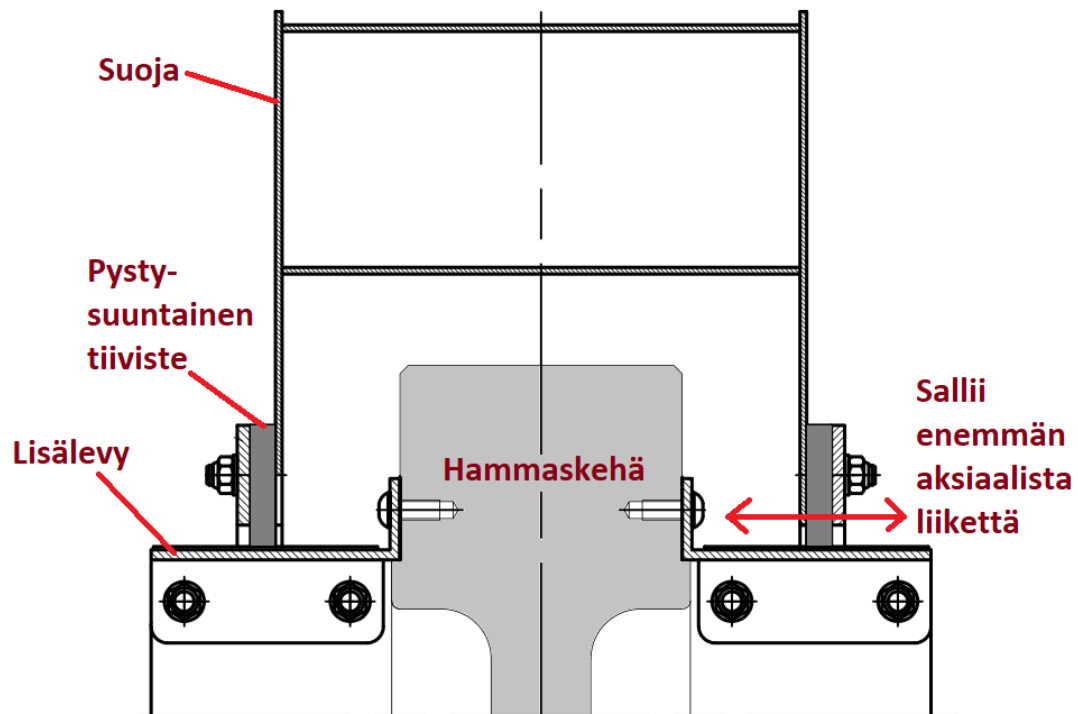
Kuva 8. Voitelupyörän rakenne.

Voitelupyörän tarkoitus oli varmistaa voitelun riittävyys, jos sattuisi sähkökatko tai jos öljy tukkisi tiputusvoitelujärjestelmän. Kun kohdeyrityksellä on tarpeeksi kokemusta voitelupyörän käytöstä, voidaan pohtia riittäisikö se kehäkäytön ainoaksi voitelujärjestelmäksi, jolloin voitelun hinta pysyisi alhaisempana (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

3.3.4 Kehän suojan rakenne

Kehän suojan tarkoitus on suojata hammaspyöräparia ulkopuoliselta liialta ja pitää pyöräparin voiteluaine sisällään. Kehän suoja on Kuvissa 1 ja 2 rummun ympärillä näkyvä

keltainen metallirakennelma. Suoja ankkuroidaan tehtaan perustuksiin pitkillä tukivar-
silla. Suojan alalaidassa on voiteluaineenpoistoaukko, josta vanha käytetty voiteluaine
voidaan poistaa. Monissa eri kohdissa suojaa on tarkistusaukkoja eli luukkuja, joista
voidaan tarkistaa esimerkiksi voiteluaineen leviäminen tai hammaspintojen kuluminen.
Suoja tiivistetään kehän ympärille joko sivu- tai pystysuuntaisilla tiivisteillä. Kuvassa 9
on esitetty poikkileikkaus kehän suojasta pystysuuntaisilla tiivisteillä.



Kuva 9. Poikkileikkaus kehän suojasta pystysuuntaisilla tiivisteillä.

Pystysuuntaiset tiivisteet vaativat kehän kylkeen kiinni pultattavat lisälevyt, jonka pintaa vasten ne tiivistyvät. Ne sallivat kuitenkin paljon enemmän kehän aksiaalista liikettä kuin sivusuuntaiset tiivisteet, jotka tiivistyvät suoraan kehän kylkeen. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

3.3.5 Vaihte ja sen liitäntä pinioniin

Kehäkäytön päävaihteen tehtävä on muuttaa moottorin nopea pyörimisnopeus ja pieni vääntömomentti suuremmaksi momentiksi pienemmällä pyörimisnopeudella. Pää-
vaihte valitaan tehontarpeen ja välityssuhteen tarpeen mukaan yleensä kohdeyrityk-
sen vakioiduista lieriö- tai kartiovaihteista. Vaihteen ensiöakseli on kytkettynä sähkö-
moottoriin ja toisiöakseli kytkettynä pinioniin. Vaihteelta vaadittava minimiteho laske-

taan sitä käyttävän moottorin tehosta kertomalla se käyttökohteeseen sopivalla käyttökertoimella, joka on kohdeyrityksessä ollut yleensä välillä 1,5–2,5. Käyttökertoimen suuruus riippuu vaihdetta käytettäessä esiintyvien tehopiikkien suuruudesta ja määrästä. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Koko kehäkäytön yhteinen välityssuhde muodostuu sekä vaihteen välityssuhteesta, että pinionin ja kehän välisestä välityssuhteesta, joten vaihteen tavoitteellinen välityssuhde saadaan laskettua seuraavalla kaavalla:

$$i_v = n_m / i_{pp} / n_r, \quad \text{jossa} \quad (1)$$

i_v = vaihteen välityssuhde,

n_m = moottorin pyörimisnopeus,

i_{pp} = pyöräparin välityssuhde ja

n_r = haluttu rummun pyörimisnopeus.

Vaihteen kotelon sisällä sijaitsevat hammaspyörät ja niiden akselit, jotka hoitavat itse välityssuhteen toteuttamisen. Mitä suurempi välityssuhde tarvitaan, sitä enemmän portaita eli hammaspyöräpareja akseleineen vaihteen sisällä on oltava. Kohdeyrityksen myymissä kehäkäytöissä vaihteen välityssuhde on ollut yleensä välillä 20–100, minkä vuoksi vaihde on useimmiten ollut kolmiportainen.

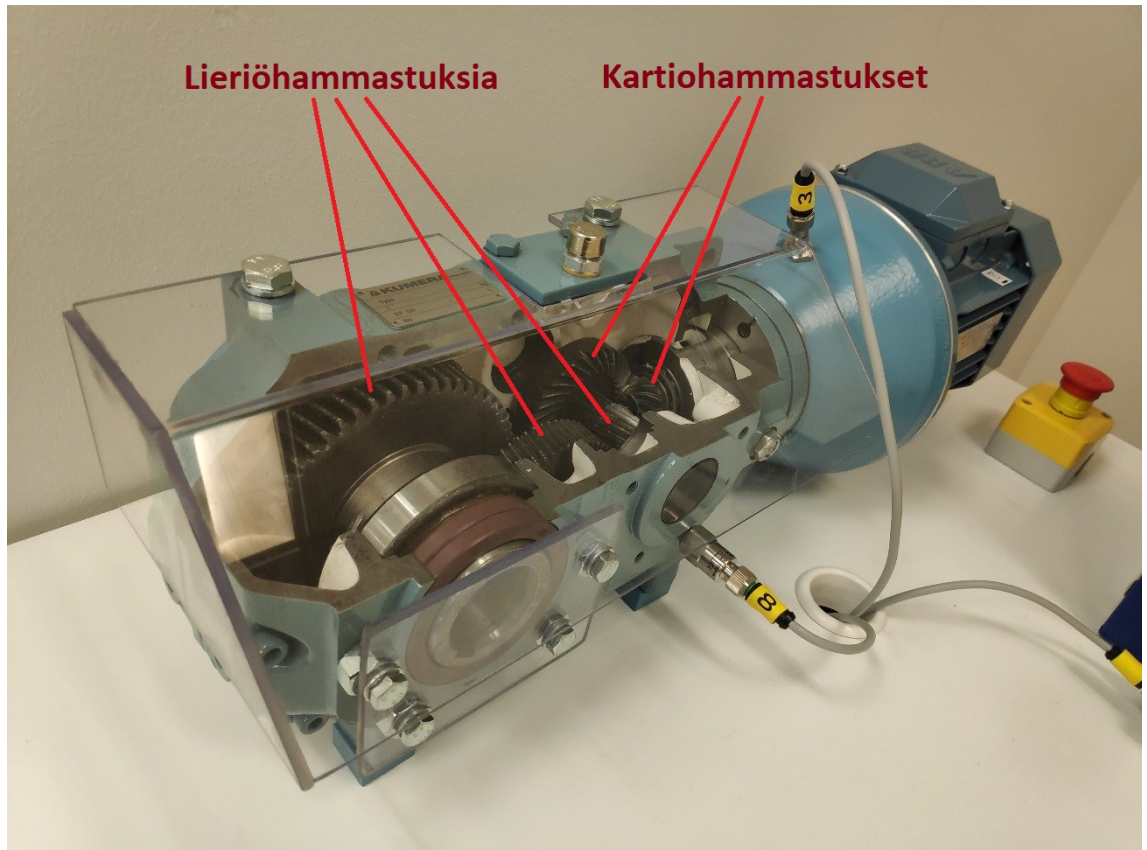
Itse vaihteen kotelo voi olla valettu tai hitsattu. Valettuun koteloon saadaan suunniteltua monimutkaisia ja yksityiskohtaisia muotoja, joita on myös helppo valmistaa sarjatuotantona. Valettujen koteloiden suunnittelu on kuitenkin hidasta, ja aikaisemmin suunniteltuun valukoteloon on hankala tehdä muutoksia, sillä muokatun kotelon valmistamiseen tarvittaisiin uusi valumalli. Valamisprosessista myös aiheutuu joitain rajoitteita valukotelon muodolle. Esimerkiksi ohuita muotoja, teräviä kulmia ja seinämäpaksuuden vaihteluja tulisi välttää. Pyöristysten käyttö on tärkeää jännityshuippujen välttämiseksi, ja niillä saadaan myös seinämäpaksuuden vaihteluista sulavampia. [10]

Hitsatut kotelot ovat jäykempiä, ja yksittäisiä uniikkeja keloita on paljon halvempi valmistaa hitsaamalla. Kuitenkin sarjatuotantona tehty valukotelo on huomattavasti halvempi. Hitsattuja keloita käytetäänkin lähinnä yksittäisiin vaihteisiin, joihin valmiit jo suunnitellut valukotelot eivät käy. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Kotelon tehtäviä ovat hammaspyörien, akseleiden ja laakereiden paikallaan pitämisen lisäksi ulkoisten voimien kantaminen, voiteluöljyn sisällään pitäminen, tehohäviöistä aiheutuvien lämpöhäviöiden johtaminen pois järjestelmästä, melun ja värinän vähentämi-

nen sekä kiinnitysalustana toimiminen muille komponenteille, kuten moottorille, apukäytölle, alustalle ja jarrulle. Kotelot ovat jaettu kahteen puoliskoon joko vaaka- tai pystyasossa. Vaakajakotasolliset kotelot ovat helppoja huoltaa, mutta pystyjakotasollisissa laakerointi on helpompaa. Laakereina akseleissa käytetään sylinterimäisiä rullaakereita. Sijainneissa, joissa ei tarvita aksiaalista tukea, käytetään yksirivisiä rullalaakereita, ja jos tarvitaan aksiaalista tukea tai parempaa radiaalista tukea, käytetään kaksirivisiä rullalaakereita. Akselitiivisteet pitävät huolen öljyn pysymisestä vaihdekotelon sisällä. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, Gear Academy 2 - Gear technology, yrityksen sisäinen koulutusmateriaali, 25.8.2013)

Akselien sijoitus kotelossa määrää onko kyseessä lieriö- vai kartiovaihde. Jos ensiö- ja toisioakseli ovat samansuuntaisia, kyseessä on lieriövaihde, ja kaikki vaihteen hammaspyörät ovat tavallisia lieriön mallisia. Jos ensiö- ja toisioakselit ovat 90 asteen kulmassa toisiinsa nähden, kyseessä on kartiovaihde, jolloin ensiöakselin päässä on kartion mallinen hammastus, joka on kosketuksessa kartion mallisen hammaspyörän kanssa, jotta ne saavat välitettyä pyörimisliikkeen 90 asteen kulmassa. Kuvassa 10 on esitetty kohdeyrityksen messukäyttöön tehty pieni kartiovaihde, jonka kotelosta on leikattu pala pois, jotta vaihteen sisäisten hammaspyörien, akselien ja laakerien toimintaa pääsee näkemään.



Kuva 10. Kohdeyrityksen messukäyttöön tehty kartiovaihte.

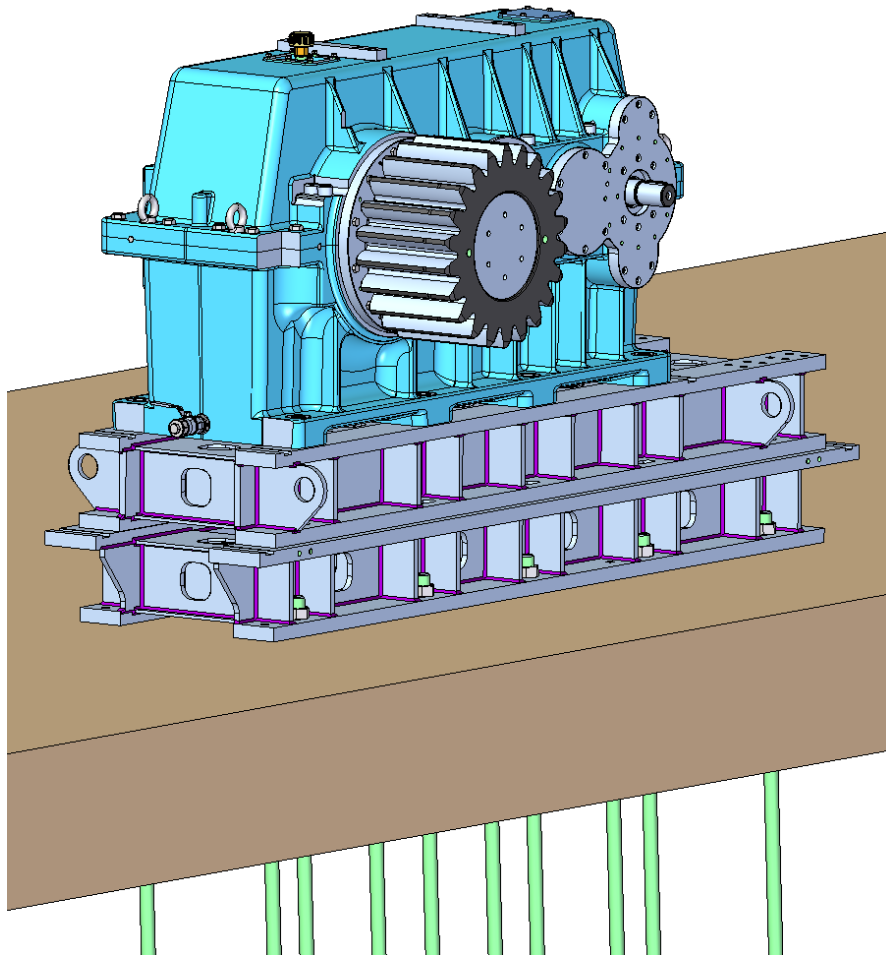
Kuvassa 10 oikeanpuoleisin hammaskosketus on toteutettu siis kartiohammastuksella, jotta pyörimisliike saadaan käännettyä poikittaiseksi. Kuvan vasemmassa laidassa on ruskein tiivistein ympäröity ontto toisioakseli, jonka sisään asiakkaan laitteen akseli työnnettäisiin ja josta saadaan ulos halutun suuntainen pyörimismomentti. Mikäli ei ole erityistä syytä esimerkiksi tilarajoitteiden vuoksi, pyritään käyttämään lieriövaihteita, koska ne ovat hieman yksinkertaisempia, tehokkaampia ja edullisempia kuin kartiovaihteet. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Kartiovaihteella saadaan kuitenkin samankokoisesta vaihteen kotelosta suurempi välityssuhde kuin lieriövaihteessa, koska kun kartioakseli lisätään vaihteeseen, siihen tulee yksi hammaspyöräpari eli porras lisää.

Hammaspyörien hammastus on toteutettu vaihteissa evolventtimuotoisella vinohammastuksella, koska hammastuksen ollessa vino useampi hammaspari on kosketuksessa yhtä aikaa, jolloin kuormitus jakautuu tasaisemmin ja käynti on tasaisempaa. Kuormituksen jakautuessa useammalle hammasparille tehonsiirtokyky kasvaa, ja käynnin ollessa tasaisempaa syntyy vähemmän värähtelyä ja melua. [4]

Usein vaihteella on oma alustansa, jolla se pultataan tehtaan perustuksiin kiinni. Alusta hoitaa ulkoisten voimien kantamisen, ja sillä pitää pystyä myös kohdistamaan vaihde

oikein. Tämän vuoksi kohdeyrityksen käyttämä alusta koostuu yleensä kahdesta päällekkäisestä osasta, joiden sijaintia toisiinsa nähden vaakatasossa voi säätää kohdistusruuveilla. Pystytason säätö tehdään vaihteen jalkojen alle lisättävillä säätölevyillä. Tämän alustaratkaisun heikkous on sen suuri hinta, joka voi olla jopa puolet itse vaihteen hinnasta. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

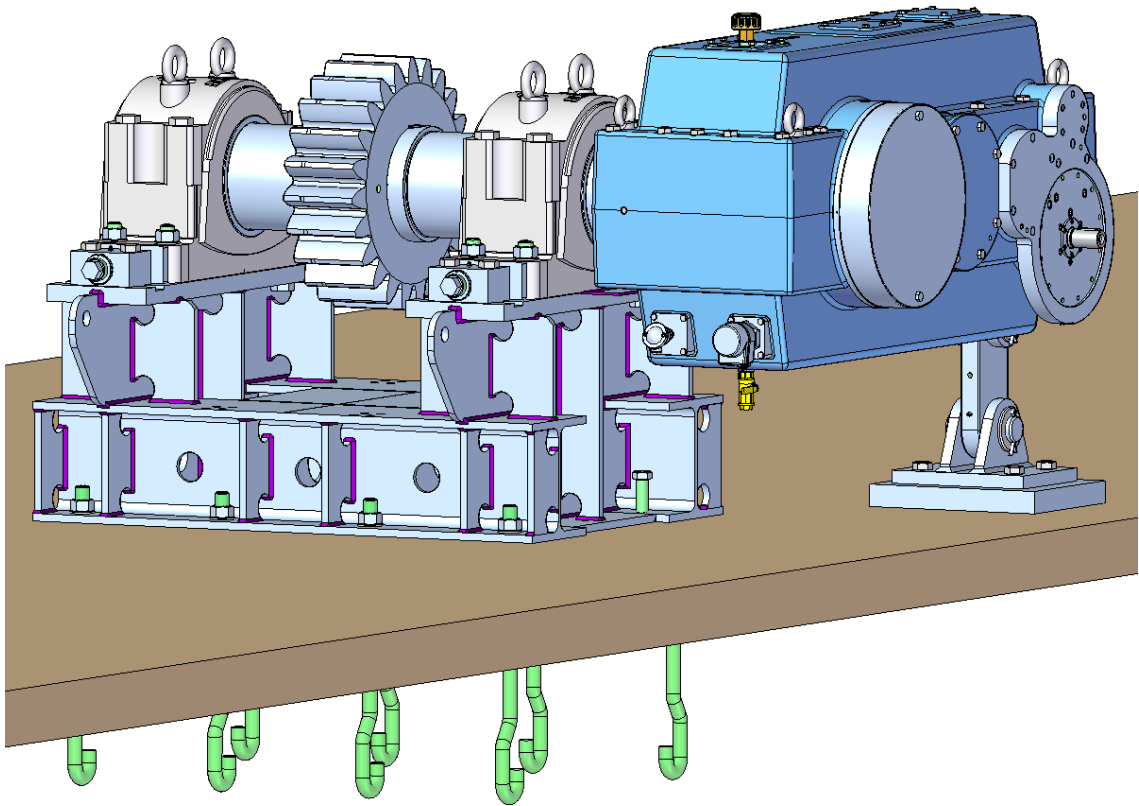
Vaihdetyypistä ja käyttötarkoituksesta riippuen pinioni voi olla joko asennettuna suoraan vaihteen toisioakselin päähän tai pinionille voidaan tehdä oma alusta, laakeripukit ja laakerointi. Jos pinioni on vaihteen toisioakselilla, vaihteella on oltava alusta, johon kehästä johtuvat voimat kohdistuvat. Tällainen vaihde on esitetty Kuvassa 11.



Kuva 11. Pinioni asennettuna suoraan vaihteen toisioakselille, jolloin vaihde kiinnitetään lattiaan alustalla.

Jos pinionilla on omat alustansa ja laakeripukkinsa, niillä voidaan kantaa kehältä tulevat voimat, jolloin vaihde ei välttämättä tarvitse omaa alustaa. Tällöin voidaan käyttää halvempaa tappivaihdetta. Tappivaihteen toisioakseli on ontto, jolloin pinionilla on oma akselinsa, joka työnnetään onton toisioakselin sisään. Tappivaihde siis yksinkertaisesti roikkuu pinionin akselin varassa. Tappivaihteella ei ole omaa kallista alustaa, vaan

pelkkä momenttituki, joka estää vaihteen pyörimisen akselin päässä. Kuvassa 12 esitetään tällainen tappivaihte, jossa alusta on pinionin alla.



Kuva 12. Pinionilla omat laakeripukit ja alusta, jolloin vaihte voi olla kiinni lattiassa pelkällä momenttituella.

Vaihteen ja pinionin välillä voi myös olla kytkin, jolla ne voidaan kytkeä irti toisistaan, mutta tällöin sekä vaihteella että pinionilla pitää molemmilla olla omat alustansa, mikä nostaa kustannuksia. Tehtaan pohjaratkaisusta riippuen käyttö pitää saada joskus sijoitettua kauemmas rummista, jolloin tämä kytkin voi olla useita metrejä pitkä ja käyttö saadaan siirrettyä kauemmas hammaskehästä.

Tappivaihteen asennus ja huolto on huomattavasti helpompaa, koska vaihteen voi irrottaa helposti pinionin akselin päästä. Jos pinioni on omilla laakeripukeillaan, sen ensimmäinen asennus ja kohdistus käyttöpaikalle ovat huomattavasti helpompia, kun pelkien pinionin laakeripukkien kohdistus ja liikuttelu riittää, eikä koko vaihdetta alustoihin tarvitse liikuttaa kohdistettaessa. Jos vaihteen toisioakselilla on kytkin, pinioni saadaan helposti kytkettyä irti vaihteesta, ja vaihteen tai pinionin huoltaminen on helpompaa. (Janne Heinonen, entinen Kumera Drives Oy:n myyntijohtaja, henkilökohtainen tiedonanto 29.3.2018)

Kun pinionilla on omat laakeripukit ja laakerointi, hammaskosketus myös säilyy parempana, koska pinionin akselin taipumat ovat käytännössä symmetriset, jolloin ne eivät

juuri lainkaan huononna hammaskosketusta. Pinionin ollessa suoraan vaihteen toisioakselilla se on laakerivälin ulkopuolella, mistä johtuen toisioakseli taipuu huomattavasti. Mitä pidempi toisioakseli on, sitä suurempi taivutusmomentti akselin päähän kohdistuu ja sitä enemmän akseli taipuu ulokepalkkimaisesti. Tämä taipuma kyllä otetaan huomioon hammaskosketuksen suunnittelussa ja kohdistuksessa, mutta kuormituksen vaihtelua ei voida ottaa huomioon. Taipumat lasketaan yleensä maksimikuorman mukaan, mutta toteutunut kuormitus on harvoin yhtä suuri kuin maksimikuorma, jolloin hammaskosketus ei ole niin hyvä kuin laskettu hammaskosketus. Pinionin ollessa toisiolla pinionikaan ei siis saa olla liian leveä, jotta akselin pituus ja sen seurauksena siihen kohdistuva taivutusmomentti ei kasva liikaa. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Kohdeyritys on kehitellyt kehäkäyttöille myös Kumera Active Drive (KAD) -planeetta-vaihteen, joka jatkuvasti korjaa kuormituksen jakautumista hammaskosketuksessa kallistamalla koko vaihdetta itsestään kehän kallistusten mukana. KAD:ssa pinioni on integroitu vaihteen sisälle, jolloin vaihteen tilantarve ja paino ovat pienempiä. Lisäksi tästä aiheutuva pinionin symmetrinen laakerointi tuo mukanaan kaikki samat hyödyt, jotka ulkoisen pinionin omat laakeripukitkin tuovat. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Yleensä kohdeyrityksen vaihteiden sisäinen voitelu hoidetaan roiskevoitelulla, jolloin vaihteen sisällä on oltava niin paljon öljyä, että öljyn pinnan taso on tarpeeksi korkealla, jotta laakerit ja hammaspyörien hammaskosketuspisteet saavat kunnon voitelun. Jos vaihteen terminen teho ei ole tarpeeksi hyvä, eli se kuumenisi jatkuvassa käytössä liikaa, vaihteeseen saa tuulettimia akseleiden päihin tai vesikiertojäähdytyksen. Mikäli sekään ei riitä, tarvitaan öljyä kierrättävä ja viilentävä painevoitelujärjestelmä. Painevoitelujärjestelmä vaaditaan myös yli 14 m/s kehänopeuksilla [4]. Painevoitelujärjestelmä aiheuttaa vielä lisää kustannuksia, sillä se vaatii pumpun, jäähdytyksen ja suodattimen. Suodattimen ansiosta kierrossa oleva öljy on tosin puhtaampaa, mikä auttaa myös vaihteen öljyn eliniässä. Pienillä, alle 4 m/s, kehänopeuksilla voidaan käyttää öljykylyvoitelua, jossa koko vaihteen kotelo täytetään öljyllä [4]. Suuremmilla kehänopeuksilla mitä enemmän öljyä kotelossa on, sitä enemmän häviöitä ja öljyn lämpenemistä se aiheuttaa. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Jos öljyn lämpötila tippuu liian alas, sitä pitää lämmittää voitelun tehon säilyttämiseksi. Yleensä tätä tehdään kylmissä ympäristöissä ennen vaihteen käynnistämistä, jotta öljy on heti alusta asti tarpeeksi lämmintä. Öljyn minimilämpötila riippuu voitelutavasta ja öljyn viskositeetista. Öljyn lämmitys tehdään kotelon sisään asennettavilla lämmitysvastuksilla.

Vaihteen päälle voi halutessaan tilata myös vinoon asennettavan suojan, jollaiset näkyvät myös Kuvan 1 meesauunikäytössä. Ne toimivat sekä roiskesuojana kehältä mahdollisesti tippuville roiskeille että lämpökilpenä kuumilla rummuilla. Niillä pyritään heijastamaan pois kuumista rummuista syntyvää lämpösäteilyä, jotta se ei lämmitä vaihdetta entisestään. Kohdeyritys tarjoaa vaihteita myös erikoisvarusteluilla mahdollisesti räjähdysalttiisiin käyttökohteisiin, kuten kaasua sisältäviin tiloihin. Lisäksi vaihteeseen saa lisävarusteena kohdeyrityksen kehittämän Guard Gear -kunnonvalvontalaitteen. Guard Gear -kunnonvalvontalaite mittaa jatkuvasti antureilla vaihteesta haluttuja ominaisuuksia, kuten hammasvaihteen värähtelyä, pyörimisnopeutta ja voiteluöljyn lämpöä sekä laatua. Kunnonvalvontalaite lähettää mitatun datan pilvipalveluun, josta sitä voidaan tarkkailla tavallisella internet-selaimella, ja sen perusteella voidaan päättää huoltotoimenpiteistä. Kuvan 10 messuvaihteessa näkyvät myös vaihteesta pyörimisnopeutta ja värähtelyä mittaavat anturit johtoiheen. Nämä johdot kulkevat Guard Gear -yksikköön, josta tulokset lähetetään pilvipalveluun, missä sekä asiakas että kohdeyrityksen asiantuntijat voivat tarkkailla ja analysoida dataa. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

3.3.6 Moottori liitäntöineen ja alustoineen

Päävaihdetta pyörittävä sähkömoottori pyörii yleensä 750–1500 kierrosta minuutissa. Moottori liitetään päävaihteeseen menevään ohuempaan akseliin eli ensiöakseliin kytkimellä, minkä ansiosta sen irrotus ja huolto tai vaihtaminen on helppoa. Kytkimen yhteydessä on yleensä myös rumpu- tai levyjarru, jolla vaihde saadaan tarvittaessa pysäytettyä nopeammin, kuin jos sen vain annettaisiin pyöriä vapaana.

Jos moottori on tarpeeksi kevyt, se voidaan asentaa suoraan vaihteen ensiöakselin päähän kiinni yksinkertaisella laippamaisella moottoriliitännällä. Tällöin moottori ei ole maassa kiinni ollenkaan, vaan pelkästään vaihteen kyljessä. Yleensä moottorilla kuitenkin on vaihteen alustan tapainen oma pienempi alusta. Moottorille ja vaihteelle on suunniteltu myös yhteisiä alustoja, jos ne saadaan hyvin sijoiteltua. Usein kuitenkin moottorin alusta on ylemmällä tasolla tehtaan lattialla kuin vaihteen alusta. Jos moottori on maassa omalla erillisellä alustalla, aina kun vaihdetta liikutetaan, moottori täytyy myös kohdistaa uudestaan.

3.3.7 Apukäyttö, sen moottori ja liitäntä

Apukäytöllä voidaan pyörittää päävaihdetta hitaasti, kun päämoottori on joko huollettavana tai vikatilanteen kuten sähkökatkon sattuessa, jotta rumpu ei taivu ja jää pysyvästi

mutkalle ja jotta rummun sisällä oleva aine ei jähmety rummun pohjalle (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Apukäytön vaihteeksi valitaan kohdeyrityksen pienemmistä vaihteista sopiva vaihde. Apuvaihde liitetään yleensä päävaihteeseen vapaakytkimellä, joka kytkee apukäytön päävaihteeseen kiinni vain, jos apuvaihteen akseli pyörii nopeammin kuin päävaihteen akseli. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Apuvaihdetta pyöritetään yleensä joko diesel- tai sähkömoottorilla. Joissain tapauksissa apukäytön moottorina on käytetty myös pneumaattista moottoria, sillä tehtaissa on usein valmiina sopivia paineilmasäiliöitä (Jari Lilja, varatoimitusjohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 19.9.2018). Dieselmoottori käynnistyy hitaasti, joten se vaatii myös keskipakoiskytkimen, jolla se kytkeytyy kiinni apuvaihteeseen vasta kun se pyörii riittävällä nopeudella (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Jos apuvaihde on dieselkäyttöinen, se vaatii myös alustan sekä sähkökaapin, vapaakytkimen, akun, bensasäiliön, pakoputket ja niille kaikille myös alustat ja kiinnitysosat, minkä seurauksena dieselapukäytön hinta voi nousta jopa kymmenkertaiseksi pelkkään apuvaihteeseen nähden.

Sähkömoottorillinen apukäyttö voi usein olla moottoriliitännän varassa ilman mitään alustoja, mutta se vaatii varavirtalähteen sähkökatkon varalta, jotta rumpua voi pyörittää myös sähkökatkon ajan. Jos tehtaalla ei ole valmiina varavirtaa, täytyy apukäytön sähkömoottorin mukana toimittaa aggregaatti. (Janne Heinonen, entinen Kumera Drives Oy:n myyntijohtaja, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Tämän teholuokan aggregaattien hinnat voivat olla jopa yli 10000 e, ja ne ovat kokoluokkaa 2 m x 1 m x 1 m. Aggregaatit ovat yleensä joko bensiini- tai dieselaggregaatteja. Bensiiniaggregaatit ovat yleensä halvempia ostaa, mutta kuluttavat enemmän polttoainetta, ja niiden polttoaine on myös kalliimpaa. Apukäytössä polttoaineen hinnalla ei kuitenkaan pitäisi olla juuri merkitystä, sillä aggregaatin on tarkoitus olla vain varavirtalähde sähkökatkon varalle. Kuitenkin bensiinin varastointi on hankalampaa ja vaarallisempaa, kun taas dieseliä löytyy jo valmiiksi suurimmasta osasta tehtaista. (Jari Lilja, varatoimitusjohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 19.9.2018)

Aggregaatin hinta vie lähes kaiken sähkökäyttöisen apukäytön hintaedusta dieselkäyttöön verrattuna, mutta riippuen aggregaatin toimittajasta se jää silti yleensä hieman edullisemmaksi ratkaisuksi. Tällöin ratkaisevaksi tekijäksi jää usein se, mahtuuko suuri aggregaatti tehtaan sisälle tarpeeksi lähelle kehäkäyttöä (Janne Heinonen, entinen Kumera Drives Oy:n myyntijohtaja, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Jos tehtaalla on jo

valmiina jokin varavirtaratkaisu, sähkömoottorillinen apukäyttö on selvästi halvempi ja helpompi ratkaisu. Koko apukäyttöpaketin hinta jää tällöin noin neljännekseen dieselpukäytön hinnasta.

Jos tehtaalla sattuu äkillinen sähkökatko, rumpu saattaa lähteä äkillisesti pyörimään väärään pyörimissuuntaan. Tällöin päävaihdekin alkaa pyöriä väärään suuntaan. Vaikka apuvaihteen akselin pyörimisnopeus olisikin sillä hetkellä nolla, vapaakytkin kytkee silti apukäytön kiinni päävaihteeseen, koska päävaihteen akselin pyörimisnopeus on negatiivinen oikeaan pyörimissuuntaan nähden, ja siis pienempi kuin apukäytön. Päävaihteelle tai sen moottorille tästä ei yleensä ole suurta haittaa, mutta apukäytön moottori on heti vaarassa. Jos esimerkiksi päävaihteen välityssuhde on 100, apuvaihteen välityssuhde on 20, ja rumpu alkaa pyörimään väärään suuntaan 5 RPM pyörimisnopeudella, niin päävaihde ja sen moottori alkavat pyörimään väärään suuntaan $5 \text{ RPM} \times 100 = 500 \text{ RPM}$ pyörimisnopeudella, mistä ei ole vielä suurta haittaa. Apukäyttö moottoreineen kuitenkin pyörisi väärään suuntaan jo $500 \text{ RPM} \times 20 = 10\,000 \text{ RPM}$ pyörimisnopeudella, mikä todennäköisesti hajottaisi ainakin apukäytön moottorin. Tämä voidaan estää apuvaihteen kylkeen sijoitettavalla keskipakoisjarrulla, joka hillitsee pyörimistä, jos apukäyttö pyörii liian lujaa. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Vapaakytkimen toimintaperiaatteesta johtuen sitä ei voida käyttää apukäytön liittämässä päävaihteeseen, jos rumpua pitää pystyä pyörittämään kumpaankin pyörimissuuntaan. Tällöin käytetään yksinkertaista manuaalista kytkintä, jossa on vipu, jolla kytkin voidaan sulkea tai avata käsin. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

4. KEHÄKÄYTÖN SUUNNITTELU KOHDEYRITYKSESSÄ

4.1 Kehäkäytön suunnitteluprosessi

Kohdeyrityksen kehäkäytön suunnitteluprosessi käynnistyy asiakkaan lähettämästä tarjouspyynnöstä. Myyntiosasto vastaanottaa tarjouspyynnön asiakkaalta ja välittää sen suunnitteluun. Suunnitteluosasto tarkastaa asiakkaan antamat lähtötiedot ja tarvittaessa pyytää niihin tarkennuksia.

Lähtötietojen pohjalta suunnitteluosasto tekee ensin alustavan suunnittelun ja mittakuvat hammaskehälle ja pinionille. Tämä vaihe toteutuu pääosin automaattisesti kohdeyrityksessä käytössä olevan automaattisen kehän suunnitteluohjelman ansiosta.

Seuraavaksi suunnitellaan voimansiirto eli vaihteen sijainti, tyyppi, alusta ja lisälaitteet sekä kytkennät moottoriin ja pinioniin. Vaihde ja mahdollinen apukäyttö valitaan kohdeyrityksen standardivaihteista pyöräparin välityssuhteen ja käyttötehon perusteella.

Loput tilaukseen sisältyvät komponentit hankitaan ostokomponentteina, joten ne joko valitaan valmistajien valikoimista, kuten kytkimet, jarrut, kiinnitysosat, apukäytön moottori ja voitelujärjestelmä, tai valmistajia pyydetään suunnittelemaan tilanteeseen sopivat osat, kuten kehän suoja. Tietyissä tapauksissa kehän suojia suunnitellaan myös itse kohdeyrityksessä.

Kun komponentit on valittu tai suunniteltu, tehdään alustava 3D-malli ja mittapiirroksot sekä kustannuslaskenta, ja lähetetään ne asiakkaalle. Jos asiakas hyväksyy tarjouksen ja tekee tilauksen, suunnittelijat tarkistavat suunnittelun ja mittakuvat sekä tarvittaessa tarkentavat niitä. Lopullisten mittakuvien pohjalta aletaan suunnitella valmistusta.

4.2 Suunnitteluun vaikuttavat standardit

Luvussa 2.1.2 kerrottiin kansainvälisten standardien merkityksestä hammaspyörien suunnittelussa. Kohdeyrityksessä ja tässä työssä käytetään pääosin ISO-standardeja hammaspyörien lujuuslaskentaan, mutta myös AGMA-, DIN- ja SFS-standardeja käytetään suunnittelussa muilta osin täydentämään ISO-standardien tietoja.

Hampaan geometria ja muuttujat määritellään standardissa ISO 21771 [31], ja hampaan perusprofiilit eli muodot määritellään standardissa ISO 53 [23]. ISO 54-standardissa [24] luetellaan suositeltavia moduulin arvoja hammaspyörille. ISO 286 [22] käsit-

telee yleisiä pituustoleransseja, joita käytetään hammaspyörillä mm. akselivälillä ja ulkohalkaisijoilla. ISO 1328 -standardissa [25] määritellään hampaan kylkien toleranssit. Standardin ISO 6336 osat 1, 2 3, 5 ja 6 [26–30] käsittelevät hammaspyörien lujuuslaskennat, käyttöiän sekä materiaaliarvot. ISO 6336 antaa kuitenkin materiaaliarvot vain GJS-800 -materiaalille, mutta ei ADI:lle. ADI:n materiaaliarvot otetaan siis SFS-EN 1564 -standardista [21]. ISO 6336 ei myöskään ota kantaa hammastuksen lujuuden varmuuskertoimille, joten kohdeyityksessä on käytetty varmuuskertoimina DIN 3990-11 -standardin [5] mukaisia varmuuskertoimia. Jos lujuuslaskenta halutaan tehtäväksi AGMA:n mukaan, se tehdään standardin ANSI/AGMA 6004 [3] mukaisesti. Hammaspyöräparin ryntösuhde lasketaan standardin AGMA 908-B89 [2] mukaan. AGMA 901-A92: Annex A [1] käsittelee profiilinsiirron optimointeja, ja usein sen mukaisesti profiilinsiirroilla tasapainotetaan hammastusten ominaisliukumat.

4.3 Lähtötiedot suunnittelussa

Suunnitteluprosessissa ensimmäisenä suunnitellaan siis hammaskehä lähtötietojen pohjalta. Pakollisiin kehän suunnittelun lähtötietoihin kuuluvat rummun ulkohalkaisija, haluttu rummun pyörimisnopeus, käyttävän moottorin teho ja pyörimisnopeus, sekä käyttökohde. Käyttökohde määrittää segmentin tyyppin ja laskennassa käytettävän käyttökertoimen, joka ottaa huomioon käyttökohteelle tavalliset tehopiikit. ISO-standardeissa ei määritellä hammaskehän käyttökohteille käyttökertoimia. AGMA 6004 -standardissa [3] ne määritellään, mutta niitä ei voi suoraan sekoittaa ISO-laskennan kanssa, jota kohdeyityksessä käytetään hammastuksen kestävyyslaskemiseksi. Kohdeyityksessä on määriteltävä joka käyttökohteelle omat käyttökertoimet, jotka perustuvat kokemukseen. Käyttökerroin voidaan myös laskea tapauskohtaisesti, mikäli tarkemmat tehotiedot ovat saatavilla. Jos asiakas ilmoittaa tarkemmin, kuinka suuren osan ajasta rumpua pyöritetään milläkin teholla ja nopeudella, saadaan kehän kestävyys laskettua tarkemmin.

Asiakas saattaa myös esittää lisävaatimuksia joillekin kehän muuttujille, kuten moduulille tai hammasluvulle. Suuri osa kohdeyityksen toimituksista on korvaavia tuotteita vanhoille hajonneille tai kuluneille tuotteille. Tällöin osan tai jopa kaikkien muuttujista on oltava samat kuin vanhassa toteutuksessa. Mitä enemmän rajoitteita suunnittelun muuttujille asiakas on antanut, sitä vähemmän suunnittelija pystyy vaikuttamaan kehän suorituskykyyn.

4.4 Hammaskehän suunnittelutyökalu

Hammaskehän ja pinionin suunnittelussa käytetään kohdeyrityksessä työkaluna parametriseen suunnitteluun perustuvaa Excel-pohjaista automaattista suunnittelutyökalua, joka laskee kehän mitat annettujen lähtöarvojen perusteella automaattisesti. Työkalulla saadaan tuotettua suunnitellun segmentin ja hammaskehän 3D-mallit sekä kehän 2D-piirustus. Ohjelma antaa lopputuloksena yhden kehän toteutusratkaisun, jonka mitat ovat laskettuna valmiiksi. Käyttäjän itse tarkistettavaksi jäävät kehän suorituskyvyn mitarit, kuten kestävyys, käynnin sujuvuus, liukuominaisuudet ja välityssuhde, sekä toteutuneen kehän hinta. Käyttäjä voi muuttaa kehän ominaisuuksia, kuten kehän materiaalia ja ajaa ohjelman uudestaan läpi nähdäkseen vaikutuksen hintaan ja suorituskykyyn, ja valita mielestään parhaan toteutusratkaisun. Tämä kuitenkin vie aikaa, joten perusteellista toteutusratkaisujen vertailua on mahdotonta tehdä kiireessä. Nykyään käyttäjä on yleensä lähtötietoja syöttäessään arvioinut kokemuksensa perusteella parhaat pyöräparin ominaisuuksien arvot, syöttänyt ne ohjelmaan ja käyttänyt niistä syntyvää toteutusratkaisua.

Ohjelma laskee jo nykyään kustannusarvion kehälle. Kustannusarvio on jaettu kolmeen osaan: segmentin valun hintaan; segmentin koneistuksen hintaan; sekä vakiokustannuksiin, kuten suunnittelun, ruuvien yms. vakio-osien, ja kehälle suoritettavien tarkistusmittauksien hintaan. Segmentin valun hinta lasketaan 3D-suunnitteluohjelman laskeman segmentin massan perusteella. Koneistuksen hinnat lasketaan poistettavien lastujen määrästä, siihen kuluva ajasta sekä työkoneille annetuista tuntihinnoista. Segmentti täytyy siis suunnitella valmiiksi, ennen kuin kehän hinta-arvio saadaan laskettua. Tämä vaatii siis segmentin rakenteen viemisen 3D-suunnitteluohjelmaan ja sen mahdollisen muokkaamisen siellä, sekä hammastuksen viemisen hammastuslaskentaohjelmaan ja sieltä hammasmuodon viemisen 3D-malliin. Tämä on aikaa vievää, minkä seurauksena kustannusvertailu eri toteutusratkaisuiden välillä jää usein väliin.

Nykyään pyöräparin mitoituksella pyritään saamaan aikaan mahdollisimman halpa kehä, jonka suorituskyky on tarpeeksi hyvä. Kaikki kehäkäytön loput komponentit kuitenkin määräytyvät suunnitellun pyöräparin mukaan, joten sen suunnittelulla on suuri vaikutus muidenkin komponenttien hintaan. Tätä vaikutusta ei nykyään oteta pyöräparin suunnittelussa huomioon, vaan muut komponentit vain mitoitetaan ja valitaan pyöräparin mittojen mukaan. Tällöin kehäkäytön kokonaisuuden hinta saattaa olla huomattavasti suurempi kuin jollain toisella pyöräparin mitoituksella.

Koska suunnitteluprosessi alkaa kehän ja pinionin suunnittelusta, ja kaikki muut komponentit määräytyvät pyöräparin mittojen perusteella, tässä työssä keskitytään kehittämään tätä automaattista kehän suunnitteluohjelmaa. Tarkoituksena on helpottaa kehäkäyttöjen toteutusratkaisuiden vertailua, vähentää suunnittelijalta vaadittavaa kokemusta ohjelman käyttämiseksi, ottaa huomioon muutkin kehäkäytön komponentit, sekä optimoida käytettäviä hammaskehän muuttujia.

5. KEHÄN JA PINIONIN OMINAISUUKSIEN ANALYSOINTI

Tuotteistamisen tavoitteena on vakioda tuotetta mahdollisimman paljon. Jotta pyöräparin muuttujia voidaan vakioda, täytyy niille ensin selvittää järkevät ja suorituskyvyn sekä hinnan kannalta optimaaliset arvot. Tämän vuoksi tässä luvussa esitellään yksitel- len tärkeimmät pyöräparin suorituskyvyn mittarit sekä fyysiset ominaisuudet, jotka vai- kuttavat sen suorituskyvyn. Myös näiden välisiä vuorovaikutuksia esitellään.

Vaikka tässä luvussa puhutaankin hammaskehän ja pinionin välisistä vuorovaikutuk- sista, monet kohdat pätevät myös vaihteen sisällä oleviin hammaspyöräpareihin. Vaihteen hammaspyörät ovat vain pienemmässä mittakaavassa, ja niiden hammaspyörät ovat vinohampaisia, joilla saavutaan parempi tehonsiirtokyky ja sujuvampi käynti [4]. Lisäksi vaihteen sisäiset hammaspyörät on laakeroitu paremmin, jolloin niiden väliset heitot pienenevät (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Lisäksi tässä luvussa esitellään pyöräparin vaikutus muihin kehäkäy- tön komponentteihin.

Tässä työssä ei esitetä kaikkia hammastuksen laskennassa käytettäviä kaavoja ja suu- reita lyhenteineen sekä yksikköineen, koska työ paisuisi pituudeltaan moninkertaiseksi. Hammastuksen lujuuden laskentaa käsittelevä ISO 6336 -standardikin [26–30] on ja- ettu useaan eri osaan lujuuslaskennan monimutkaisuuden ja kaavojen määrän vuoksi. Joitakin hammastuksen ominaisuuksia havainnollistettaessa esitetään niihin liittyvät oleelliset kaavat.

5.1 Pyöräparin suorituskyvyn mittarit

Pyöräparin tärkeimpiä suorituskyvyn mittareita ovat välityssuhde, tehonsiirtokyky, käyn- nin tasaisuus sekä liukuominaisuudet hammaskosketuksessa. Pyöräparin suorituskyy määräytyy pyöräparin fyysisistä ominaisuuksista eli materiaaleista, hammastuksen geometriasta sekä kehän segmentin rakenteesta. Segmentin rakenne ei suoranaisesti vaikuta pyöräparin suorituskyvyn, koska kohdeyrityksessä segmentti mitoitetaan aina niin kestäväksi, että se ei ole kehän suorituskyvyn rajoittava tekijä. Segmentin rakenne kuitenkin aiheuttaa rajoitteita mahdollisille hammaskehän leveyksille, ulkohalkaisijoille ja muille hammastuksen muuttujille.

Pyöräparin hammastuksen geometria muodostuu pinionin ja kehän hammasluvuista, profiilinsiirroista, ryntökulmasta ja moduulista [4] sekä käytetystä hampaan perusprofiilista ja hammastusten leveyksistä. Toteutuneeseen todelliseen geometriaan vaikuttaa lisäksi valmistuksen tarkkuusluokka ja käytetyt toleranssit. Mitä huonompi tarkkuusluokka ja suuremmat toleranssit, sitä enemmän virheitä valmistetussa geometriassa saa olla, ja virheiden myötä suorituskyky huononee. Liian tarkkaan tarkkuusluokkaan pyrittäessä kuitenkin joko valmistuskustannukset nousevat valtavasti tai hylättyjen kappaleiden määrä kasvaa. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Hammaskosketus kuvaa pyöräparin hampaiden aluetta, jotka ovat todellisuudessa kosketuksessa toisiinsa niiden pyöriessä. Hammastuksien geometrioiden virheistä, hampaiden ja akselien taipumisesta kuorman alla, sekä hammaspyörien kohdistamisen epätarkkuudesta johtuen hammaspyörät eivät ikinä ole kosketuksissa toisiinsa koko leveyksiltään (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Mitä suurempi alue hampaista osuu toisiinsa, sitä suuremmalle alueelle hammaskosketuksen voimat jakaantuvat ja hammastukset kestävät suuremman kuorman. Tämä otetaan laskennassa huomioon hammaskosketuskertoimen avulla, joka kuvaa sitä, kuinka suuri osa hammastuksen leveydestä todellisuudessa on kosketuksissa toisiinsa. Parempi hammaskosketus parantaa myös pyöräparin käynnin tasaisuutta ja siten vähentää siitä syntyvää melua ja värähtelyä. Hampaiden ja akselien taipumat kuormituksen alla huomioidaan laskennassa hammasjäykkyyden avulla, johon vaikuttaa hampaan geometrian lisäksi sen materiaali. [4] Kuormituksen vaihtelua ei kuitenkaan voida ottaa laskennassa huomioon. Taipumat lasketaan yleensä suunnitteluvaiheessa maksimikuorman mukaan, jolloin heti, jos käytössä toteutunut kuorma on pienempi kuin maksimikuorma, hammaskosketus ei ole niin hyvä kuin suunniteltu kosketus. Jos pinioni on omilla laakeripukeillaan, eikä suoraan vaihteen toisioakselille asennettuna, pinionin akselin taipumat ovat pienempiä ja symmetrisiä, mikä parantaa hammaskosketusta huomattavasti. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Suorituskyvyn mittarit ovat usein sidoksissa toisiinsa, ja jonkin toisen hammastuksen ominaisuuden parantaminen huonontaa lähes aina jotain toista ominaisuutta. Mitään yksiselitteisesti parasta ratkaisua hammastuksen suunnittelussa ei siis ole. Tapauskohtaisesti tulisi tutkia, mikä on tässä tilanteessa tärkein ominaisuus, ja sitten painottaa sitä enemmän suunnitteluvaiheessa. Kuitenkin kun suunnittelija tietää kaikki hammastuksen ominaisuudet ja niiden vuorovaikutukset, on mahdollista päästä yksiselitteisesti parempaan ratkaisuun, jossa hammastuksen suorituskyky on huomattavasti parempi,

kuin jos ne valittaisiin sattumanvaraisesti. Tällöin suunnittelija osaa tehdä kompromisseja paikoissa, joissa sillä saavutettava hyöty on paljon suurempi kuin siitä aiheutuva haitta. Seuraavissa alaluvuissa esitellään yksitellen pyöräparin tärkeimmät suorituskyvyn mittarit sekä kirjallisuudesta ja kohdeyrityksen kokemuksesta löytyvät perustelut niiden ohjearvoille.

5.1.1 Väliytysuhde

Väliytysuhde kertoo kuinka monesti pienemmän hammaspyörän eli pinionin on pyörähdettävä ympäri, jotta isompi pyörä eli hammaskehä pyörii yhden kierroksen. Hammaskehäkäytöissä pyöräparin väliytysuhde on yleensä välillä 5–15. Pyöräparin väliytysuhde (i_{pp}) on siis suoraan kehän hammasluvun (z_2) ja pinionin hammasluvun (z_1) suhde:

$$i_{pp} = z_2/z_1. [20]$$

Pyöräparilta vaadittavaan väliytysuhteeseen vaikuttavat moottorin pyörimisnopeus, haluttu rummun pyörimisnopeus sekä vaihteen väliytysuhde, kuten luvun 3.3.5 kaavasta 1 nähdään. Pyöräparin ja sitä pyörittävän vaihteen tehtäväksi jää muuttaa moottorin nopea pyörimisnopeus halutuksi rummun pyörimisnopeudeksi nostaen samalla vääntömomenttia samassa suhteessa. Lähtötiedoista siis määräytyy suoraan tarvittava vaihteen ja pyöräparin yhteinen väliytysuhde, mutta niiden keskinäisiä väliytysuhteita voi muuttaa tarpeen mukaan. Esimerkiksi kehästä saataisiin usein halvempi laskemalla pyöräparin väliytysuhdetta nostamalla pinionin hammaslukua, koska tällöin pintapaine hammaskosketuksessa pienenee ja kehästä saadaan lujempi, jolloin sitä voi kaventaa. Tällöin kuitenkin vaihteelta vaadittava väliytysuhde kasvaa, ja täytyisi yleensä valita isompi ja kalliimpi vaihte pyörittämään pyöräparia. Tämän vuoksi pyöräpari juuri vaikuttaakin niin merkittävästi vaihteen hintaan, ja sen myötä muidenkin komponenttien hintoihin.

5.1.2 Tehonsiirtokyky

Pyöräparin tehonsiirtokyky tarkoittaa sitä, kuinka suurella teholla kehää voidaan pyörittää jatkuvassa käytössä, jotta kehä todennäköisesti kestäisi halutun eliniän. Painavan rummun pyörittämiseen vaadittava vääntömomentti saadaan aikaiseksi kohdistamalla kehään suuria hammasvoimia pinionin välityksellä. Nämä hampaisiin kohdistuvat voimat aiheuttavat hampaiden tyviin taivutusjännityksen sekä hampaiden kyljille pintapaineen [4]. Hampaan tyven taivutusjännityksen kestoja sanotaan tyvilujuudeksi, ja pinta-

paineen kestoa sanotaan pintalujuudeksi. Hammaspyöräparin tehonsiirtokyvyn määrittävät kummallekin pyörälle lasketut hampaiden tyvilujuudet ja pintalujuudet. Segmenttikehän rakenne mitoitetaan kohdeyityksessä niin vahvaksi, että se ei ole tehonsiirtokykyä rajoittava tekijä. Hammasvaihteella taas tehonsiirtokykyä rajoittava tekijä voi olla jonkin vaihteen sisäisen hammaspyöräparin sijasta jokin vaihteen akseleista tai laakereista [4].

Kohdeyityksessä hampaiden tehonsiirtokyky lasketaan yleensä standardin ISO 6336 osien 1, 2, 3, 5 ja 6 [26–30] mukaisesti. Asiakkaan pyynnöstä voidaan käyttää myös amerikkalaisten AGMA-standardien mukaisia lujuuksien laskumenetelmiä. Hampaiden lujuuksia suunniteltaessa käytetään lisäksi tiettyjä varmuuskertoimia. ISO 6336 -standardit mainitsevat varmuuskertoimien käytön, mutta ei ota kantaa niiden suuruuksiin. Kohdeyityksessä on käytetty varmuuskertoimina DIN 3990-11 -standardin [5] mukaisia tyvilujuuden varmuuskerrointa 1,4 ja pintalujuuden varmuuskerrointa 1,0. Kohdeyityksessä on pyritty tasapainottamaan pinta- ja tyvilujuudet siten, että ne kumpikin ovat suhteellisen lähellä tavoiteltuja varmuuskertoimia, jotta kumpikaan lujuus ei ole turhaan ylimitoitettu (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Jos jompikumpi lujuus on huomattavasti toista suurempi, yleensä voidaan jotain hammastuksen ominaisuutta säätämällä pienentää ylisuurta lujuutta parantaen samalla jotain muuta suorituskyvyn ominaisuutta. Esimerkiksi moduulia muuttamalla voi säätää tyvi- ja pintalujuuden tasapainoa (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Hampaiden lujuuksiin eniten vaikuttavat tekijät ovat hampaiden materiaalit ja geometriat sekä hammaskosketuksen tarkkuus. Jos pyörät ovat huonosti linjattuja tai pyörien akseleissa on paljon heittoa toisiinsa nähden, hammaskosketus ei jakaudu tasaisesti koko hampaan leveydelle, jolloin tehonsiirtokyky laskee merkittävästi. Tämä otetaan hammastuksen lujuuslaskennassa huomioon hammaskosketuskertoimen avulla. [4] Hampaiden geometriasta tyvilujuuteen vaikuttavat eniten hampaan tyven paksuus ja tyvipyöristyksen säde [13]. Pintalujuuteen geometriasta vaikuttaa eniten hampaiden kylkien kaarevuussäteet hammaskosketuksessa [16], koska mitä kaarevammata hampaiden kyljet ovat, sitä pienempi alue niistä osuu toisiinsa hammaskosketuksessa. Tällöin niiden välinen pintapaineikin siis kasvaa, ja niiden pintalujuudet huononevat. Näihin geometrian arvoihin taas vaikuttavat monet eri hammastuksen muuttujat, kuten moduuli, perusprofiili ja ryntökulma. Hammastusten leveyksien kasvattaminen nostaa kumpaakin lujuutta lähes suoraan verrannollisesti (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Tehonsiirtokykyä laskettaessa käytetään myös käyttökerrointa, joka on yksinkertainen laskentakerroin, jolla kerrotaan rumpua pyörittävän moottorin teho. Käyttökertoimen tarkoitus on ottaa huomioon moottoria käynnistettäessä ja rumpua materiaalilla täytettäessä esiintyvät tehopiikit (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Pyöräparin käyttökertoimenä on kohdeyrityksessä pidetty käyttökohteesta riippuen arvoa väliltä 1,3–2,5. Kohdeyrityksessä on myös alettu käyttää vaihdetyypistä riippuvaista käyttökerrointa kehälle ja pinionille. Jos pinioni on asennettuna suoraan toisioakselille, käytetään isompaa käyttökerrointa, jotta vaihde varmasti kestää pinionista toisioakselille johtuvat voimat (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Kuoppautuminen on korroosion laji, jossa metallin pintaan muodostuu pieniä koloja, jotka voivat heikentää merkittävästi sen lujuutta [19]. Hampaiden pintalujuuksia laskettaessa voidaan ISO 6336-2 -standardin [27] mukaisesti päättää, että hampailla sallitaan pieni määrä kuoppautumista elinikänsä aikana. Tämä nostaa pintalujuuden laskennallisia arvoja huomattavasti. Käyttökohdekohtaisesti on pohdittava, olisiko pienestä määrästä kuoppautumista haittaa, ja tutkittava olisiko sen sallimisesta merkittävää hyötyä hammaspyörien mitoituksessa (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Hammaspyörien tehonsiirtokykyä rajoittaa myös niiden kyky sietää ”scuffingia” eli voitelukalvon pettämisestä johtuvaa hankautumista. Senkin laskemiseen on useita eri tapoja eri standardeissa, mutta hammaskehällä ja pinionilla se ei käytännössä ikinä ole tehoa rajoittava tekijä (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Yhden pyöräparin hyötysuhde on yleensä välillä 0,96–0,99. Lopputeho muuttuu lämmöksi liukumisesta johtuvan kitkan seurauksena. Kehällä ja pinionilla on siis hyvä hyötysuhde, eikä hammaskosketuksesta syntyvä lämpö aiheuta ongelmia. Vaihteen sisällä taas on useita hammaskosketuksia tuottamassa lämpöä yhtä aikaa sekä laakerit, joiden kitkavastukset on myös otettava huomioon. Laakeroinnin hyötysuhde on noin 0,98–0,99 vierintälaakereilla ja 0,96 liukulaakereilla. Vaihteen kokonaishyötysuhde on siis hammaspyöräparien hyötysuhteet kerrottuna laakeroinnin hyötysuhteella. [4]

Vaihteella on tuottamastaan hukkalämmöstä johtuen mekaanisen nimellistehonsa lisäksi myös toinen teho: terminen teho. Terminen teho kertoo, millä teholla vaihdetta voidaan käyttää jatkuvasti, jotta vaihde ei kuumene liikaa. Jos vaihde kuumenee liikaa, öljyn ominaisuudet alkavat heikentyä. Jos vaihteen terminen teho on pienempi kuin sen

nimellisteho, vaihde vaatii jonkinlaista lisäjäähdytystä, jotta sitä voidaan pyörittää jatkuvasti täydellä teholla. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Kohdeyrityksessä käytössä olevilla materiaaleilla pinionin tyvilujuus tai pintalujuus eivät koskaan ole pyöräparin tehonsiirtokykyä rajoittavia tekijöitä. Pinionit valmistetaan paljon kovemmasta hiiletyskarkaistusta teräksestä, jonka lujuusarvot ovat huomattavasti kehän materiaaleja paremmat. Aina kun tässä työssä puhutaan tyvi- tai pintalujuudesta, tarkoitetaan kehän lujuuksia, sillä ne ovat pyöräparin kokonaistehoa rajoittavia arvoja.

5.1.3 Käynnin tasaisuus

Käynnin tasaisuuden merkittävin mittari on pyöräparin ryntösuhde. Ryntösuhde tarkoittaa, kuinka monta hammasparia on keskimäärin kosketuksissa yhtä aikaa [20]. Jos ryntösuhde on siis yli 2, vähintään kaksi hammasparia on jatkuvasti kosketuksissa, ja yksi hammaspari ei joudu missään vaiheessa kantamaan koko kuormaa [20]. Mitä suurempi ryntösuhde on, sitä tasaisempaa käynti on (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Ryntösuhde määräytyy suoraan hammastuksen geometriasta. Se voidaan laskea seuraavalla kaavalla:

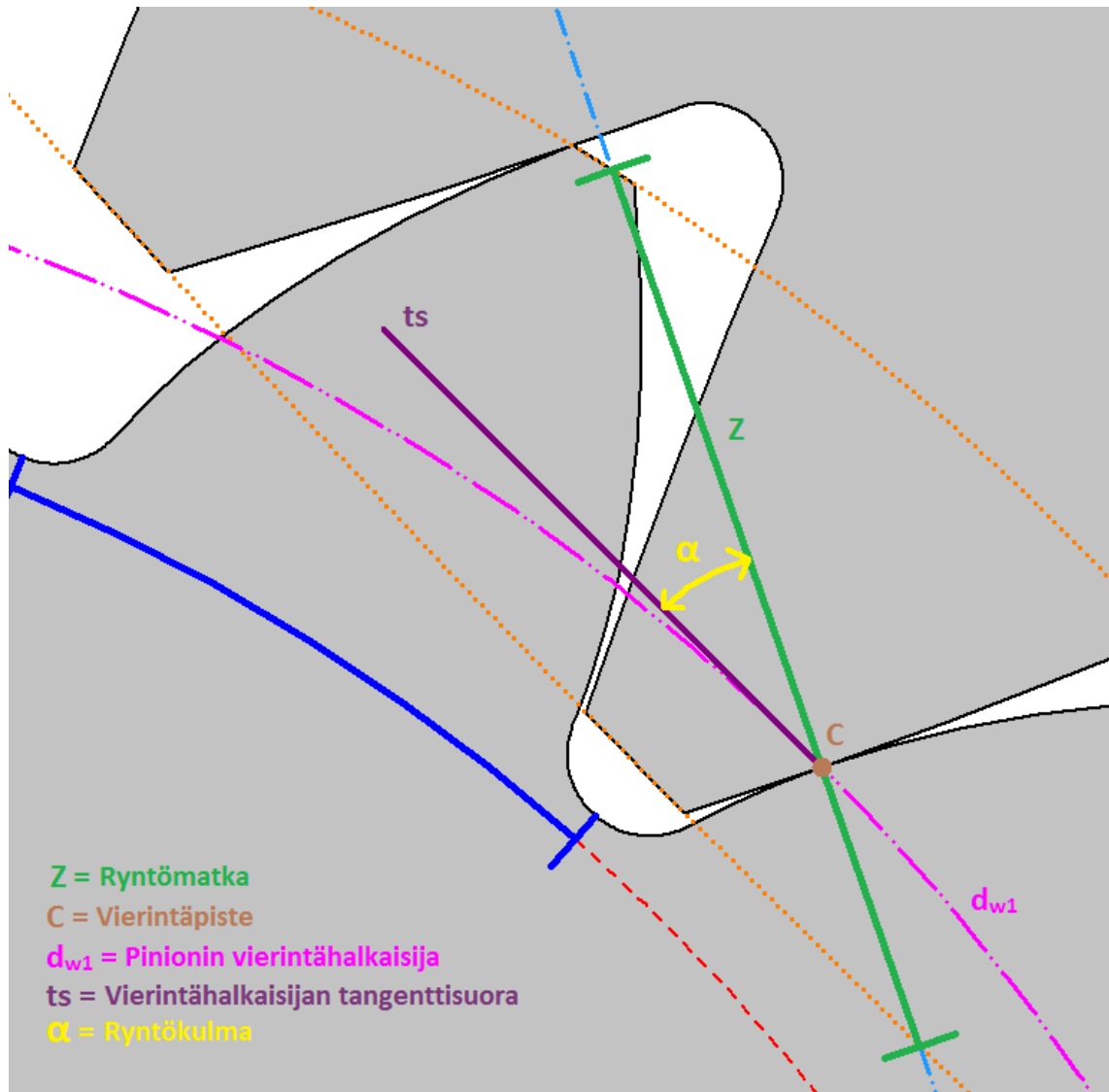
$$\epsilon_{\alpha} = \frac{Z}{p_{bt}}, \text{ jossa}$$

ϵ_{α} = ryntösuhde,

Z = ryntömatka ja

p_{bt} = otsaperusjako. [4]

Ryntömatka on matka, jonka kaksi hammasta kulkevat kosketuksessa toisiinsa. Evolventtihammasmuodon ansiosta hampaiden kosketus tapahtuu aina ryntösuoraa pitkin, joka muodostuu, kun piirretään näkyviin kaikki hammaspyörien kosketuspisteet niiden pyöriessä. Ryntösuora on siis molempien pyörien perusympyröitä sivuava suora viiva. [4] Perusympyrä on hammaspyörän kuvitteellinen halkaisija, jolta hampaan evolventtimuoto alkaa. Otsaperusjako on hammaspyörän hampaan kyljen etäisyys viereisen hampaan kyljestä hammaspyörän perusympyrällä mitattuna. [20] Kuvassa 13 havainnollistetaan ryntömatkaa ja muita hammastuksen geometrisia mittoja.



Kuva 14. Ryntökulman määrittäminen.

Ryntökulmalla on suuri vaikutus ryntösuhteeseen. Mitä suurempi ryntökulma on, sitä huonompi ryntösuhde, koska ryntömatkan pituus lyhenee. Ryntösuhdetta voi siis parantaa kehäkäytöissä ryntökulmaa pienentämällä, mutta myös pinionin hammaslukua kasvattamalla, ja moduulia tai profiilinsiirtoja pienentämällä.

Ryntösuhteen on aina oltava yli 1, jotta kuorma on aina edes yhden hammasparin kantavana, eivätkä hammaspyörät pääse missään vaiheessa pyörimään vapaasti. Kirjallisuudessa ryntösuhteen minimiarvolle esitetään arvoja väliltä 1,1–1,2, jotta käynti on tarpeeksi sujuvaa [4, 20]. Kohdeyhteyksessä on pyritty kokemuksen perusteella pitämään ryntösuhde vähintään arvossa 1,40, ja kehän pyörimisnopeuden kasvaessa tätä olisi syytä kasvattaa edelleen, jotta vältetään värinää. Kun rummun pyörimisnopeus kasvaa yli 10 kierrokseen minuutissa, on pyritty käyttämään jo ryntösuhdetta 1,60. Rummun pyörimisnopeuden kasvaessa syntyy enemmän värähtelyä ja meteliä, jos

pyöräparin ryntösuhde pidetään samana. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumer Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Suurin osa hammaspyörien aiheuttamasta melusta syntyy hampaiden kuormittuessa äkillisesti. Melun jaksoluku saadaan kertomalla hammaspyörän hammasluku sen pyörimisnopeudella. Hammaspyöriä suunnitellessa on tarkistettava, ettei melun jaksoluku osu pääresonanssialueelle. Muutoin hammaspyörät aiheuttavat merkittävää resonointia, josta seuraa liikaa melua ja värähtelyä. Lisäksi melua aiheutuu valmistuksen epätarkkuudesta sekä muiden komponenttien värähtelystä. [4]

Melutasoa voidaan alentaa hammaspyörien ryntösuhdetta parantamalla, sillä mitä useammalle hammasparille kuorma jakaantuu, sitä vähemmän melua se tuottaa. Erilaisilla hampaan pään helpotuksilla saadaan pehmennettyä hampaan tuloa ryntöön, jolloin hammas ei kuormitu niin äkillisesti. Jäykempi ja tarkemmin valmistettu vaihteen kotelo sekä jäykemmät laakerit myös vähentävät värähtelyä ja siten melua. [4]

5.1.4 Liukuominaisuudet

Liukuominaisuudet vaikuttavat hammaspyörien kulumiseen ja pintalujuuteen [1]. Hammaskehän ja pinionin hammaskosketuksen merkittäviin liukuominaisuuksiin kuuluvat ominaisliukuma, kitka ja välitysvirhe.

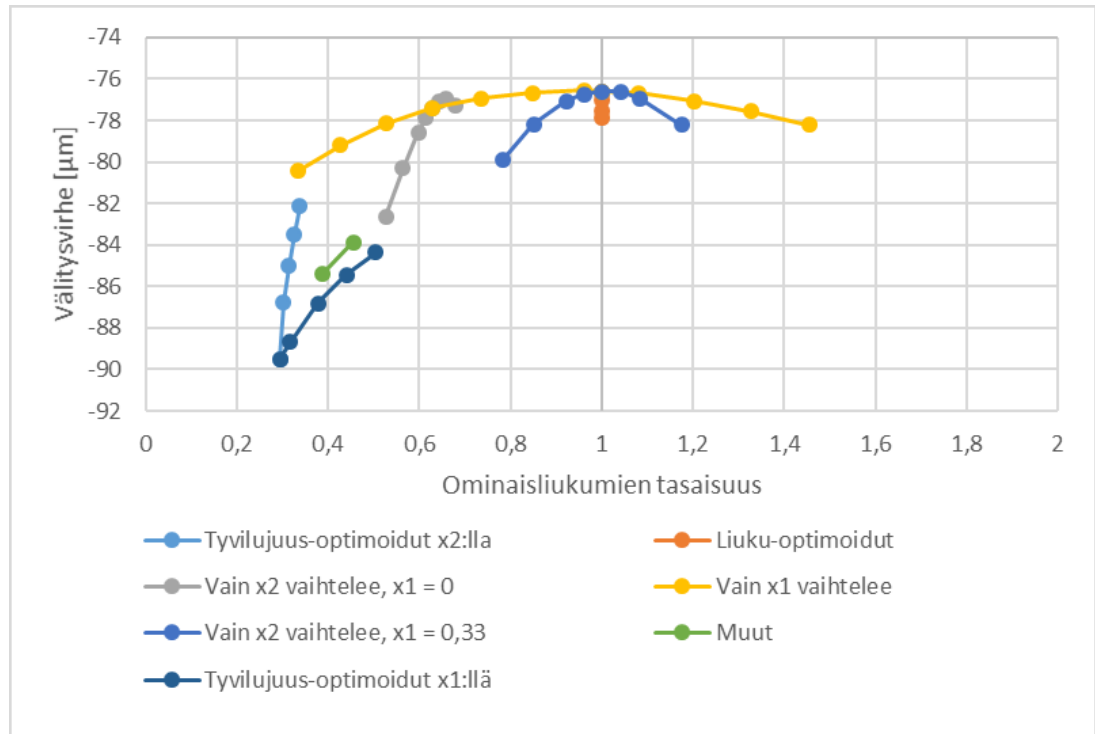
Ominaisliukuma määritellään liukumisnopeuden ja vierimisnopeuden suhteena [31]. Kehällä ja pinionilla on omat ominaisliukuman arvonsa, ja niiden suhde on tärkeä tekijä pyöräparin kulumisen ja kuoppautumisen kestävydessä. Mahdollisimman suuret kulumisen ja kuoppautumisen kestävydet saadaan tasapainottamalla ominaisliukumat yhtä suuriksi. Tämän saa tehtyä helposti hammaspyörien profiilinsiirtojen suhdetta hieinan muuttamalla AGMA 901-A92: Annex A:n mukaisesti. [1] Tässä työssä ja työn kehityskohteena olleessa hammaskehien suunnittelutyökalussa puhutaan tällöin liukuoptimoituista profiilinsiirroista. Ominaisliukumia pienentäessä on tärkeintä keskittyä liukumien tasapainottamiseen, koska se on tehokkain keino myös pienentää niitä. Kun ominaisliumat ovat tasapainossa, ne eivät käytännössä koskaan ole liian suuria, mutta jos liukumien tasapainoasemasta liikutaan pois päin, ainakin yhden ominaisliukuman suuruus kasvaa hyvin nopeasti.

Koska kyseessä on kahden voidellun pinnan kosketus, kitka käyttäytyy Stribeckin käyrän mukaan. Kitkaan vaikuttaa siis normaalivoima hammaskosketuksessa, voiteluaineen viskositeetti ja liukumisnopeus. [7, 34] Kitkan kasvaessa hammaspyörien häviöteho kasvaa ja hyötysuhde laskee. Häviöteho ilmenee lämmöntuottona, joten pyörät

kuumenevat enemmän niitä käytettäessä. Tämä vaikuttaa enemmän vaihteen sisällä kuin hammaskehällä ja pinionilla, sillä ne eivät yleensä lämpene liikaa. Vaihteella taas täytyy olla riittävä jäähdytys, ja lisääntynyt lämmöntuotto vaikeuttaisi jäähdytystä entisestään. [7] Koska ominaisliukumien tasapainottaminen pienentää liukumisnopeuksia, se vähentää myös kitkaa hammaskosketuksessa, ja sen kautta parantaa kulumisen kestävyyttä.

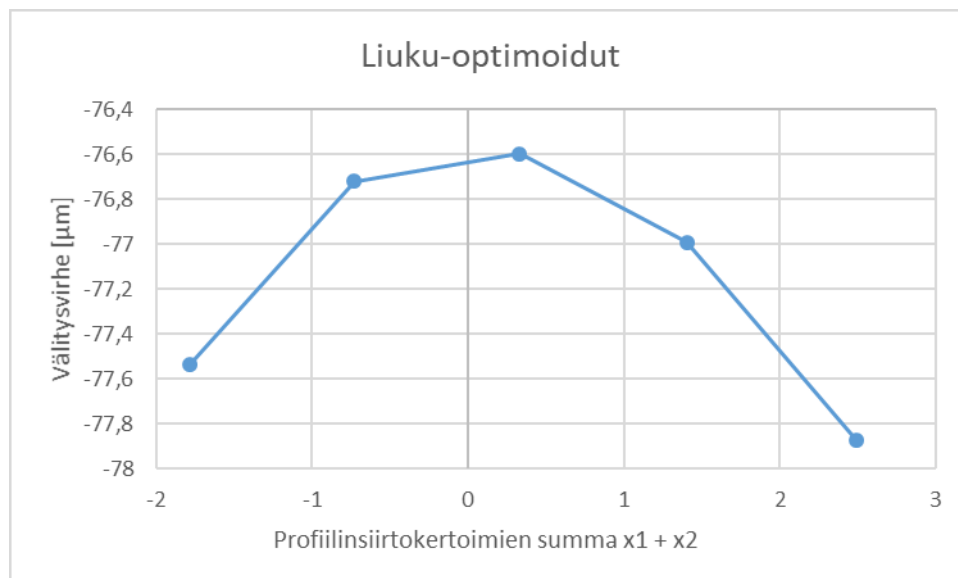
Ideaalilanteessa pyöräparin välityssuhde ja pyörimisnopeudet pysyisivät aina täysin vakiona. Hampaat eivät kuitenkaan koskaan ole täydellisiä, vaan niiden geometriassa on aina valmistuksesta ja kulumisesta johtuvia virheitä. Nämä geometrian virheet aiheuttavat välitysvirheen eli välityssuhteen vaihtelun hammaspyörien pyöriessä. Kumpikin hammaspyörä kokee jatkuvasti pieniä kiihdytyksiä ja hidastuksia, mikä aiheuttaa dynaamisia voimia hammaskosketukseen hammaspyörien ja niiden akselien massojen johdosta. [20]

Lisäksi välitysvirheeseen vaikuttavat hammaspyörien käyttöympäristöstä johtuvat tekijät, kuten nopeus jakohalkaisijalla, hampaan jäykkyyden vaihtelut eri vaiheissa hammaskosketusta, välitetyt hammasvoimat ja niiden vaihtelut, suuri kuluminen tai taipuminen käytössä, akselien linjaukset, sekä kitkan aiheuttamat nopeuden muutokset. Hampaan jäykkyyden vaihtelut vaikuttavat erityisesti suorahampaisiin hammaspyöriin, mutta mitä parempi ryntösuhde, sitä vähemmän jäykkyys vaihtelee. [26] Geometrian virheistä johtuvaa välitysvirhettä saadaan vähennettyä hammaspyörien valmistustarkkuutta parantamalla. Tasapainottamalla ominaisliukumat hammaskosketuksessa saadaan vähennettyä kulumisesta ja kitkan aiheuttamista nopeuden muutoksista johtuvaa välitysvirhettä. Tämä nähdään myös Kuvasta 15, jossa on esitetty erään kehäratkaisun välitysvirheen arvoja ominaisliukuman tasaisuuden funktiona, kun profiilinsiirron arvot ovat jaettuna eri tavoilla. Kuvassa näkyvä ominaisliukumien tasaisuus on siis tasan 1,0, kun kehän ja pinionin ominaisliukumien suuruudet ovat tasapainotettu täysin saman suuruisiksi.



Kuva 15. Välitysvirhe ominaisliukumien tasaisuuden funktiona. Eri käyrillä profiilinsiirrot ovat jaettuna eri tavoilla.

Kuvasta 15 nähdään selvä trendi, jonka mukaan välitysvirhe on sitä pienempi mitä lähempänä toisiaan pinionin ja kehän hampaiden ominaisliukumien arvot ovat. Lisäksi kuvassa 16 on esitetty liukuoptimoitujen profiilinsiirtojen välitysvirheen arvot profiilinsiirtokertoimien summan funktiona.



Kuva 16. Liukuoptimoitujen profiilinsiirtojen välitysvirheen arvoja profiilinsiirtokertoimien summan funktiona.

Kuvasta 16 nähdään, että mitä kauempana profiilinsiirtokertoimien summa on nolasta, sitä suuremmat ovat välitysvirheen arvot. Tämä ero liukuoptimoitujen arvojen välillä on

kuitenkin hyvin pieni verrattuna Kuvan 14 liukuoptimoimattomien arvojen välitysvirheisiin. Käytännössä siis välitysvirheetkin saadaan pidettyä alhaisina, kun ominaisliukumat tasapainotetaan.

5.2 Pyöräparin fyysiset ominaisuudet

Pyöräparin suorituskyky määräytyy hammaspyörien fyysisten ominaisuuksien perusteella. Seuraavissa kappaleissa esitellään pyöräparin toiminnan kannalta oleelliset fyysiset ominaisuudet ja niiden vaikutukset pyöräparin suorituskykyyn.

Fyysisille ominaisuuksille standardeissa tai muussa kirjallisuudessa esitetty raja- ja ohjearvot esitellään. Lisäksi tarkastellaan kullekin ominaisuudelle kohdeyrityksessä käytössä olevia arvoja ja perusteluja sille.

5.2.1 Käytetyt materiaalit

Suurin vaikutus pyöräparin tehonsiirtokykyyn on käytetyllä kehän materiaalilla. Joka materiaalilla on omat kovuuden, veto- ja myötölujuuden, kimmomoduulin, Poissonin luvun, tiheyden, pinnankarheuksien sekä pinnan ja tyven väsymisrajan arvot. Nämä kaikki vaikuttavat hammastuksen kestävyYTEEN. Kohdeyrityksessä on käytetty kehän materiaalina joko GJS-800 -pallografiittivalurautaa tai ADI-1050 -austemperoitua pallografiittivalurautaa.

Raudan ja teräksen ero on siinä, että raudassa on suurempi hiilipitoisuus kuin mitä se pystyy liuottamaan, ja tästä johtuen siinä esiintyy aina myös hiilipitoisia faaseja, jotka heikentävät sen mekaanisia ominaisuuksia. Teräksessä taas on niin vähän hiiltä, että se liukenee kokonaan raudan sekaan, jolloin muodostunut metalli on täysin homogeenistä. Kun valurautaa sulatetaan, sen sisältämä hiili muodostaa tavallisesti suomumaisia grafiittihiutaleita, jotka heikentävät sen mekaanisia ominaisuuksia huomattavasti. Lämpökäsittelmällä sulaa valurautaa perlitointiuunissa saadaan ohjattua grafiittia muodostamaan pallomaisia grafiittisulkeumia suomumaisten sijaan. Pallografiitti heikentää valuraudan mekaanisia ominaisuuksia merkittävästi vähemmän kuin suomugrafiitti, minkä ansiosta pallografiittivaluraudan ominaisuuden pääsevät lähemmäksi tai jopa yli teräksen mekaanisista ominaisuuksista. Molemmat kohdeyrityksessä käytetyt kehän materiaalit ovat siis pallografiittivalurautaa. ADI-materiaali on lisäksi lämpökäsittely vielä austemperointiuunissa. Tämä antaa sille suuren lujuuden ja hyvän sitkeyden sekä ylivoimaiset mekaaniset ja tribologiset ominaisuudet jopa useimpiin teräksiin verrattuna. ADI-rauta on huomattavasti GJS-800-rautaa kovempaa, minkä ansiosta sen

lujuusarvot ovat GJS-rautaa paremmat, mutta sen koneistus on myös paljon hankalampaa ja kalliimpaa. Austemperointikäsittely maksaa tietysti myös. GJS-800 on siis heikompi ja halvempaa, minkä vuoksi sitä on käytetty kehissä, joiden ei tarvitse kestää suuria tehoja. [17]

Pinionin materiaalina kohdeyrityksessä on käytetty 18CrNiMo7-6 -hiilletyskarkaistua terästä. Se on kumpaan kehän materiaalina käytettyä valurautaa paljon kovempaa ja lujempaa, minkä ansiosta pinionin lujuusarvot eivät ole koskaan pyöräparin tehonsiirtokykyä rajoittava tekijä. Kehän pinta- ja tyvilujuus pettävät aina ennen pinionin lujuuksia, ellei pinioniin ole eksynyt valmistusvirheitä.

Hammaskehän ja pinionin hammaskosketuksessakin on oltava voiteluainetta. Kuten luvussa 3.3.3 mainittiin, kohdeyrityksessä on lähes aina käytetty voiteluaineena rasvoja niiden helpomman hallittavuuden ansiosta. Voiteluaineen valinnassa tärkeä tekijä on sen viskositeetti. Suurempi viskositeetti johtaa paksumpiin voitelukalvoihin ja parempaan hammaspyörien kulumisen kestoon, mutta myös suurempiin voiteluhäviöihin ja kuumenemiseen [8]. Pyöräparin voiteluaineena on kohdeyrityksessä käytetty yleensä samaa rasvaa, jonka viskositeetti 40°C asteen lämpötilassa on 680 cSt. DIN 51509-1 -standardin [6] mukaan kuitenkin hammaskosketuksen voiteluaine pitäisi valita aina tapauskohtaisesti laskemalla tilanteeseen sopiva 40°C:n viskositeetti kehänopeuden, kehävoiman, välityssuhteen sekä hammaspyörän leveyden, jakohalkaisijan ja pintalujuuskertoimien mukaan, jotta voiteluteho säilyy optimaalisena. Tämä tarkoittaisi sitä, että vaikka 680 cSt olisi sopiva 40°C:n viskositeetti tietyllä kehällä 2 RPM pyörimisnopeudella, niin 10 RPM pyörimisnopeudella 40°C:n viskositeetin pitäisi olla 340 cSt eli puolet pienempi. Voiteluaineen viskositeetti kuitenkin vaikuttaa myös hammaspyörien pintalujuuksiin. Jos voiteluaineen 40°C:n viskositeetti puolitettaisiin, se laskisi pyöräparin pintalujuutta yli 5 %, mikä voisi johtaa siihen, että tarvittaisiin jopa 20 % leveämpi kehä, jotta kehän pintalujuus saataisiin samalle tasolle kuin korkeammalla viskositeetin arvolla. Hammaskehällä voiteluhäviöt tai kuumeneminen eivät kuitenkaan käytännössä koskaan muodostu ongelmaksi (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Tämän johdosta suositetaan paremman pintalujuuden antavia suurempia viskositeetteja. DIN 51509-1 -standardin mukainen viskositeetin laskentatapa soveltuu siis lähinnä vaihteen sisäisen voiteluaineen valintaan.

5.2.2 Pinionin ja kehän hammasluvut

Pinionin hammasluvun kasvattaminen parantaa käyntiä ja pienentää pintapainetta hammaskosketuksessa kasvattaen kehän pintalujuutta. Kohdeyrityksessä tavallisen

hammaskehäkäytön pinionin hammasluvun alarajana on pidetty 19, jotta käynti on tarpeeksi sujuvaa. Pinionin hammasluvulla ei ole selkeää ylärajaa, mutta hammasluvun kasvaessa myös pinionin halkaisija kasvaa ja mitä isompi pinioni, sitä hankalampaa sen valmistus on. Pinionin halkaisija vaikuttaa myös koko käytön paikkaan rummun alla, sillä mitä isompi pinioni, sitä kauempana käytön pitäisi olla rummun pinnasta, mikä saattaa koitua vaikeaksi tilarajoitteiden vuoksi. Yleensä pyritään mahdollisimman pienen pinionin hammaslukuun, jotta pyöräparin välityssuhde saadaan mahdollisimman isoksi, jolloin pinionia käyttävän vaihteen ei tarvitse olla niin suuri. Kuitenkin kun hampaan moduuli kasvaa, pintalujuus muodostuu useammin tehoa rajoittavaksi tekijäksi, jolloin pinionin hammaslukua kannattaa kasvattaa. Lisäksi rummun pyörimisnopeuden kasvaessa ryntösuhdettakin olisi syytä parantaa, jotta käynti pysyisi tarpeeksi sujuvana. Yksi helpoimmista tavoista tähän on pinionin hammasluvun kasvattaminen. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Kehän hammasluku määräytyy suoraan moduulin ja tarvittavan ulkohalkaisijan mukaan. Tarvittava ulkohalkaisija taas tulee usein suoraan rummun halkaisijasta, sillä etäisyys rummun kiinnityksestä hampaan kärkeen määräytyy yleensä samalla tavalla. Tässä välissä on oltava tarpeeksi tilaa tarvittaville ainevahvuuksille ja pulттіliitoksille, mutta muuten segmentin korkeus kannattaa yleensä pitää mahdollisimman pienenä massan ja kustannusten minimoimiseksi. Kiinnityksen ja hammastuksen välistä etäisyyttä on kuitenkin mahdollista kasvattaa, mikäli halutaan nostaa kehän hammaslukua esimerkiksi välityssuhteen nostamiseksi tai jotta pinionin ja kehän hammasluvut eivät mene tasan. Jos kehän hammasluku on jaollinen pinionin hammasluvulla, samat hammasparit ovat kosketuksessa keskenään joka kierroksella, mitä pyritään välttämään (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Kuitenkin kehän ja sen suojan kustannukset alkavat kasvaa, jos kiinnityksen ja hammastuksen välistä etäisyyttä kasvatetaan liikaa. Asiakaskaan ei yleensä halua tarpeellista isompaa kehää rumpunsa ympärille, ja joskus tilarajoitteet rummun ympärillä saattavat estää kehän suurentamisen kokonaan. (Janne Heinonen, entinen Kumera Drives Oy:n myyntijohtaja, henkilökohtainen tiedonanto 29.3.2018)

5.2.3 Moduuli eli hampaan koko

Moduuli on hampaan kokoa kuvaava mitta, jonka yksikkö on millimetri. Itse moduulia ei pystytä suoraan mittaamaan valmistetusta hammaspyörästä; se on vain apumitta, jonka avulla voidaan laskea muita hammastuksen ominaisuuksia [20]. Moduuli kertoo

kuinka suuren osa hammaspyörän halkaisijasta yksi hammas täyttää. Siis mitä isompi on hampaan moduuli, sitä vähemmän hampaita tarvitaan tuottamaan saman halkaisijainen hammaspyörä.

Jos saman halkaisijainen hammaspyörä tehdään suuremmalla moduulilla, hampaiden lujuudet kasvavat. Hampaan koon kasvaessa tyven paksuus nousee, jolloin tyvilujuus kasvaa, ja hampaiden kylkien kaarevuussäteet suurenevat, jolloin pintapaineet pienevät ja tämän seurauksena myös pintalujuus kasvaa. Hampaan tyvilujuus kuitenkin kasvaa moduulia nostettaessa huomattavasti pintalujuutta nopeammin, kuten Taulukosta 1 huomataan.

Taulukko 1. *Lujuuksien nousu moduulia nostettaessa.*

Moduuli	Tyvilujuus	Pintalujuus	Lujuuksien suhde	Prosentuaalinen nousu	
				Tyvilujuus	Pintalujuus
27	1,402	1,002	1,394	-	-
32	1,649	1,090	1,513	17,8	8,6
36	1,861	1,154	1,613	32,9	14,9
40	2,066	1,213	1,703	47,6	20,8

Taulukosta 1 nähdään, että moduulin kasvaessa nousee myös lujuuksien suhde, joka saadaan siis jakamalla tyvilujuus pintalujuudella. Tyvilujuuden prosentuaalinen nousu on myös paljon pintalujuuden nousua suurempi.

Koska joka materiaalilla on oma tyvi- ja pintalujuuden suhteensa, eri materiaaleilla tyvi- ja pintalujuus saadaan tasapainotettua eri moduulin arvoilla. Materiaaleilla, joilla on heikompi pintalujuus tyvilujuuteen verrattuna, kannattaisi käyttää pienempiä moduuleja. Käytettävä moduuli kannattaisikin tästä syystä päättää joka materiaalille ja tilanteelle erikseen.

Moduulin kasvaessa kuitenkin ryntösuhde hieman laskee eli huononee. Luvussa 5.1.3 määriteltiin ryntösuhteen olevan ryntömatkan pituus jaettuna otsaperusjaolla. Koska Kuvassa 12 myös näkyvä otsaperusjako määriteltiin hampaan kyljen etäisyytenä viereisen hampaan kyljestä, se tietenkin suurenee, kun hampaan leveys kasvaa moduulia nostettaessa. Ryntömatka määriteltiin ryntösuoran osana, joka jää hammaspyörien kärkihalkaisijoiden väliin. Ryntösuora taas määriteltiin hammaspyörien perusympyröitä sivuavana suorana. Perusympyröiden halkaisijat eivät ole moduulista riippuvaisia, jos jakohalkaisija pidetään vakiona [31], joten ryntösuorakaan ei muutu moduulia nostettaessa. Kärkihalkaisijat kasvavat hampaiden pääkorkeuden muutoksen, eli moduulien

erotuksen verran. Kuitenkaan kärkihalkaisijoiden väliin jäävä ryntömatka ei kasva moduulia nostettaessa yhtä paljoa kuin otsaperusjako, minkä seurauksena ryntösuhde laskee hieman, kuten Taulukosta 2 nähdään.

Taulukko 2. Ryntösuhteen tippuminen moduulia nostettaessa.

Moduuli	Ryntömatka	Otsaperusjako	Ryntösuhde	Prosentuaalinen lasku	
				Ryntösuhde	Suhteutettu ryntösuhde
27	116,6	76,9	1,5173	-	-
32	138,0	91,1	1,5147	0,17	2,3
36	155,1	103	1,5127	0,30	4,1
40	172,1	114	1,5107	0,43	6,0

Ryntösuhde tippuu siis vain 0,43 % nostettaessa moduuli arvosta 27 arvoon 40. Kuitenkin, kun hammaskehäkäytöissä pidetään ryntösuhteen minimiarvona 1,40, tähän verrattuna muutos on jo suurempi. Jos suhteutetaan ryntösuhteen muutos vertaamalla sitä tähän 1,40 minimiarvoon eikä nollaan, ryntösuhde tippuu 6,0 % moduulin noustessa 27:stä 40:ään.

Moduulin nostamista rajoittavat usein myös hammaslukujen rajoitukset ja halutun välityssuhteen aikaansaaminen. Jotta hammaspyöräparin käynti saadaan pidettyä tarpeeksi hyvänä, pinionin hammaslukua ei saa laskea liian alas. Siispä moduulia nostettaessa usein pinionin hammaslukua ei voida laskea suhteessa yhtä paljoa kuin kehän hammaslukua, jolloin pyöräparin välityssuhde alkaa pienentyä. Tällöin vaihteelta vaaditaan suurempi välityssuhde, jotta kehäkäytön kokonaisvälityssuhde saadaan pysymään samana, ja usein tähän vaaditaan suurempi ja kalliimpi vaihde. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

ISO 54 -standardissa [24] on esitelty ohjearvoja moduulille. Kuvassa 17 on esitetty ISO 54:ssä listattuja eri moduulin arvoja jaettuna kahteen sarjaan: sarja I ja sarja II.

Sarja	
I	II
1	
	1,125
1,25	
	1,375
1,5	
	1,75
2	
	2,25
2,5	
	2,75
3	
	3,5
4	
	4,5
5	
	5,5
6	
	(6,5)
	7
8	
	9
10	
	11
12	
	14
16	
	18
20	
	22
25	
	28
32	
	36
40	
	45
50	

Kuva 17. ISO 54:n mukaiset standardimoduulit [24].

Ensisijaisesti tulisi pyrkiä käyttämään sarjan I moduuleja, mutta myös sarjan II moduuleja käytetään yleisesti [24]. Samoja moduuleja pyritään käyttämään siksi, että hammaspyörät toimisivat muiden hammaspyörien kanssa helpommin, ja jotta hammastusten valmistamiseksi ei tarvitse olla niin monia erikokoisia työkaluja. Jos hammaspyörien moduuli ei ole sama, ne eivät toimi yhdessä. [20] Kohdeyrityksessä on käytetty ISO

54:n moduuleja 32, 36 ja 40 ADI-materiaalilla, koska ne tarjoavat hyvät lujuudet, mutta mahdollistavat silti vielä tarpeeksi hyvän käynnin ja välityssuhteen. GJS-800-materiaalilla on käytetty moduulia 27, vaikka se ei ole ISO 54:n mukainen standardimoduuli, koska sen on todettu yleensä antavan hyvä tasapaino hampaan pinta- ja tyvilujuudelle. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

5.2.4 Hampaan perusprofiili

Hammaspyörän jakohalkaisija (d) on hammaspyörän kokoa kuvaava kuvitteellinen halkaisija. Se lasketaan kertomalla moduuli (m) hammasluvulla (z):

$$d = m * z. [4]$$

Hampaan pääkorkeus (h_a) on tämän jakohalkaisijan ulkopuolelle jäävä hampaan osa, ja tyvikorkeus (h_f) vastaavasti jakohalkaisijan sisäpuolelle jäävä osa [4]. Hampaan tyvikorkeudesta tietty osa on tyvipyöristystä (p_f), jonka tehtävä on pienentää hampaan tyveen muodostuvaa jännityskeskittymää. Mitä suurempi on tyvipyöristyksen säde, sitä parempi on hampaan tyvilujuus. Yleensä kuitenkin tyvipyöristys ei mahdu olemaan kovin suuri hammastuksen geometriasta johtuen. Hampaan kärki ei myöskään saa osua vastakkaisen hammaspyörän hampaiden tyvipyöristykseen, joten hampaan kärjen ja vastakkaisen hampaan tyven väliin jätetään tyvivällys (c). Hampaan tyvikorkeus on siis tyvivällyksen verran pääkorkeutta suurempi. [4] Koska tyvipyöristys on osa hampaan tyvikorkeutta, tyvipyöristyksen kasvattaminen lyhentää tyvikorkeuden aktiivista osaa, joka voi olla kosketuksessa vastakkaisen hampaan kanssa ilman, että vastakkaisen hampaan kärki pureutuu tyvipyöristykseen. Tyvipyöristystä nostettaessa on siis kiinnitettävä erityistä huomiota hampaan kyljen evolventtimuodon pituuden riittävyteen.

ISO 53 -standardissa [23] on taulukoitu arvoja näille hampaan perusprofiilin arvoille eri hammastuksen käyttötarkoituksiin. Nämä ISO 53 -standardin perusprofiilit on esitetty Kuvassa 18.

Tunnus	Perusprofiilityytit			
	A	B	C	D
α_P	20°	20°	20°	20°
h_{aP}	1 m	1 m	1 m	1 m
c_P	0,25 m	0,25 m	0,25 m	0,4 m
h_{fP}	1,25 m	1,25 m	1,25 m	1,4 m
ρ_{fP}	0,38 m	0,3 m	0,25 m	0,39 m

Kuva 18. ISO 53 -standardissa esitetyt perusprofiilit. Arvojen yksikkö m tarkoittaa sitä, että arvot ovat kertoimia, joilla kerrotaan hampaan moduulin suuruus. Tunnuksissa alaliite P merkitsee, että ne ovat perusprofiilin mittoja. α_P = ryntökulma, h_{aP} = pääkorkeus, c_P = tyvivälitys, h_{fP} = tyvikorkeus, ja ρ_{fP} = tyvipyyristys [23].

Tyyppin A perusprofiili on tarkoitettu suuren vääntömomentin käyttökohteisiin. Tyyppin B ja C perusprofiilit ovat molemmat tarkoitettu tavanomaisiin käyttökohteisiin, mutta tyyppi C on tarkoitettu valmistettavaksi vakiovierintäajyrsimillä. Tyyppin D perusprofiilia suositellaan suuren tarkkuuden käyttökohteissa johtuen sen suuremmasta tyvikorkeudesta ja tyvipyyristyksestä. [23]

Kaikissa ISO 53:n perusprofiileissa on merkitty ryntökulman olevan 20 astetta, mutta perusprofiilien muut mitat pätevät myös muille ryntökulmille. Suuremmilla ryntökulmilla tosin hampaiden väliin jää vähemmän tilaa, joten tyvipyyristys ei mahdu aina olemaan yhtä iso kuin pienemmillä ryntökulmilla. Kohdeyityksessä on käytetty yleensä tyyppin B perusprofiilia. Tyyppin A perusprofiililla saataisiin parempi tyvilujuus hampaille, mutta tyvipyyristys ei usein mahdu olemaan niin suuri, koska hampaiden välissä ei ole tarpeeksi tilaa kohdeyityksessä käytetystä 25 asteen ryntökulmasta johtuen. Hampaan kokonaiskorkeus (h) ilman profiilinsiirtoja on siis:

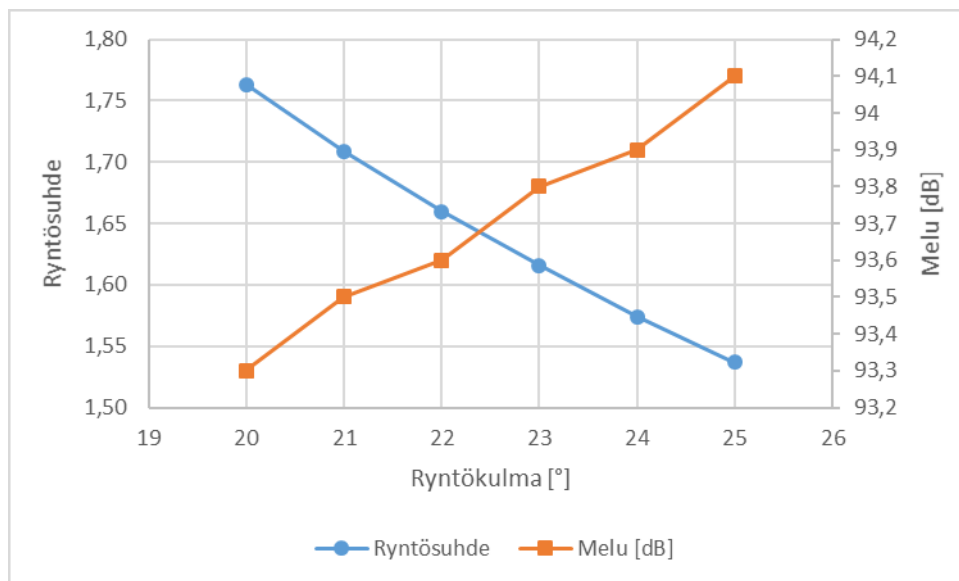
$$h = h_a + h_f = 2,25 * m. [4]$$

Profiilinsiirtoja käytettäessä hampaan pääkorkeutta, ja siten myös hampaan kokonaiskorkeutta, lyhennetään profiilinsiirtojen summasta riippuvaisen määrän verran. Tällä varmistetaan, että tyvivälitys pysyy tarpeeksi suurena, jotta hampaiden kärjet eivät tartu kiinni parinsa tyveen. [15] Profiilinsiirtokertoimen nostaminen myös kasvattaa toteutunutta hampaan pääkorkeutta ja pienentää tyvikorkeutta [4]. Hyvin suuri positiivinen profiilinsiirtokerroin voi siis johtaa siihen, että tyvikorkeus menee nolleen tai jopa negatiiviseksi. Negatiivinen tyvikorkeus tarkoittaa siis vain sitä, että koko hampaan korkeus on jakohalkaisijan ulkopuolella, mutta hampaan muoto voi silti näyttää tavalliselta ja toimia hyvin.

5.2.5 Ryntökulma

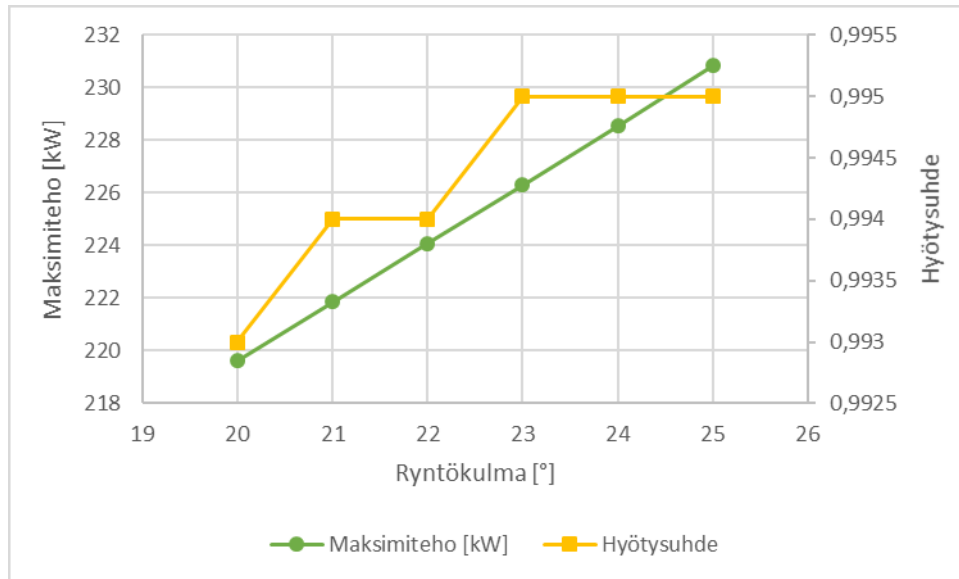
Kuvaan 14 merkittiin ryntökulma, joka on ryntösuoran ja vierimispisteeseen piirretyn tangenttiviivan väliin jäävä kulma. Ryntökulma vaikuttaa eniten ryntösuhteeseen ja hammastuksen maksimitehoon. Mitä suurempi ryntökulma on, sitä suurempi on hammastuksen maksimiteho, mutta sitä huonompi on sen ryntösuhde ja siis myös käynti [20].

KISSsoftin Fine Sizing -työkalulla voi laskea useiden eri hammastuksen toteutusvaihtoehtojen suorituskyvyt vaihtelemalla yhtä tai useampaa hammastuksen muuttujaa halutulla välillä. KISSsoft listaa hammastusvaihtoehtojen suorituskyvyt, ja halutut suorituskyvyn mittarit saa myös piirrettyä havainnollistavaksi kuvaajaksi. Tähän työhön nämä kuvaajat kuitenkin piirrettiin uudestaan Excel-ohjelmassa tiedon tiivistämiseksi ja yksinkertaistamiseksi. Kuvassa 19 on esitetty Fine Sizing -työkalulla tehdystä vertailusta saadut erään hammastuksen ryntösuhteet ja tuottamat melut ryntökulman arvoilla 20–25 astetta. Kuvasta 19 nähdään, että ryntökulman kasvaessa ryntösuhde laskee, ja tämän seurauksena myös hammastuksen tuottama melu kasvaa.



Kuva 19. Ryntökulman vaikutus ryntösuhteeseen.

Tyvilujuus ja pintalujuus kasvavat suoraan ryntökulman kasvaessa, ja näiden seurauksena myös maksimiteho sekä tyven ja pinnan elinikä kasvavat. Kuvassa 20 on esitetty saman Fine Sizing -vertailun tulokset kehän maksimiteholle ja hyötysuhteelle. Kuvasta 20 nähdään tämä maksimitehon kasvaminen ja myös hammastuksen hyötysuhteen pieni nousu ryntökulmaa nostettaessa.



Kuva 20. Ryntökulman vaikutus maksimitehoon.

Hyötysuhteen nousu näyttää aluksi olevan todella pientä, mutta 1,0 on suurin mahdollinen hyötysuhde. Kutsutaan hyötysuhteen vastakohtaa nimellä hukkasuhde, eli se tarkoittaa, kuinka suuri osa tehosta menee hukkaan. Hukkasuhde on siis hyötysuhde vähennettynä tästä luvusta 1,0. Tällöin 20 asteen ryntökulmalla hukkasuhde onkin jo noin 40 % suurempi kuin 25 asteen ryntökulmalla. Hammaskehällä ja pinionilla hukkatehon nousulla ei ole juuri merkitystä, mutta vaihteen sisällä on useampi hammaspyöräpari tuottamassa hukkatehoa, ja kaikki ylimääräinen hukkateho nostaa lämmöntuottoa ja voi vaatia lisjäähdytystä.

Nämä vertailun tulokset laskettiin pitämällä hampaan muoto Kuvan 18 mukaisen ISO 53:n perusprofiili B:n mukaisena. Kuten luvussa 5.2.4 todettiin, pienemmillä ryntökulmilla hampaan tyvipyöristykseen suuruutta voitaisiin kasvattaa enemmän, jolloin päästäisiin 20 asteen ryntökulmalla jopa yhtä suuriin maksimitehoihin kuin 25 asteen ryntökulmalla. Tällöin kuitenkin ominaisliukumat kasvaisivat ja hampaan kyljen riittävään pituuteen täytyisi kiinnittää erityistä huomiota, eikä hampaan muoto olisi enää standardin mukainen.

Yleisin hammastuksissa käytetty ryntökulman arvo on 20 astetta, mutta nykyään on alettu käyttää enemmän suurempia ryntökulman arvoja 22,5° ja 25° niiden suuremman kuormankantokyvyn ansiosta, vaikka niiden käynti ei olekaan yhtä hyvää [20]. Tehontuotto ja kestävyys ovat hammaskehän tärkeimpiä ominaisuuksia, joten kohdeyrityksessäkin käytetään korkeampaa ryntökulmaa 25. Tätä korkeammilla ryntökulmilla päästäisiin vielä korkeampiin maksimitehoihin ja kestävyyskykyihin, mutta tällöin ryntösuhde

alkaisi tippumaan liian alas, ja radiaalivoimat kasvavat. [15] Lisäksi ISO 6336 -standardissa, jota käytetään kehän kuormankeston laskentaan, mainitaan, että laskentamenetelmät eivät päde yli 25 asteen ryntökulmille, koska erinäisten laskennassa käytettävien kertoimien arvot eivät vastaa aikaisempien tutkimuksien arvoja yli 25 asteen ryntökulmalla [26].

Kehän pyörimisnopeuden kasvaessa kuitenkin käynnin tasaisuuteen on kiinnitettävä erityistä huomiota (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Tällöin ryntösuhteen merkitys korostuu ja yksi helpoimmista tavoista nostaa ryntösuhdetta on pienentää ryntökulmaa. Tällöin maksimitehoa täytyy parantaa muita hammastuksen ominaisuuksia, kuten moduulia tai hammastuksen leveyttä nostamalla.

5.2.6 Profiilinsiirtokertoimet

Hampaiden profiilinsiirrot muokkaavat hampaan muotoa. Positiivinen profiilinsiirtokerroin tekee hampaan tyvestä paksumman ja kärjestä kapeamman, ja negatiivisen profiilinsiirron vaikutus on päinvastainen. Profiilinsiirto toteutetaan hampaan valmistuksessa siirtämällä hampaan muodon leikkaavaa terää joko kauemmas hammaspyörän keskiöstä positiivisen profiilinsiirron aikaansaamiseksi, tai kohti keskiötä negatiivisen profiilinsiirron toteuttamiseksi. [4] Siis mitä suurempi positiivinen profiilinsiirtokerroin hammaspyörällä on, sitä suurempi on sen ulkohalkaisija.

Yleisin profiilinsiirron käyttötarkoitus on säätää hammaspyöräparin akseliväli johonkin tiettyyn arvoon. Akseliväli on siis hammaspyörien keskiakseleiden välinen etäisyys. Koska profiilinsiirtokertoimen nostaminen kasvattaa yksittäisen hammaspyörän ulkohalkaisijaa, mitä suurempi on hammaspyörien profiilinsiirtojen summa, sitä suurempi on myös hammaspyöräparin akseliväli. Kehän ulkohalkaisijan säätämistä profiilinsiirrolla voidaan myös tarpeen tullessa käyttää hyödyksi. Esimerkiksi positiivisella profiilinsiirtokertoimella voidaan päästä astetta suurempaan hammaslukuun, tai negatiivisella profiilinsiirtokertoimella voidaan vähentää tyhjää tilaa segmentin päädyssä, jolloin koko segmentti madaltuu, kevenee ja halpenee. Suuria muutoksia kehän ulkohalkaisijaan tai akseliväliin ei kuitenkaan kannata profiilinsiirtokertoimella tehdä, koska profiilinsiirrolla on hyvin suuri vaikutus moneen eri kehän suorituskyvyn mittariin.

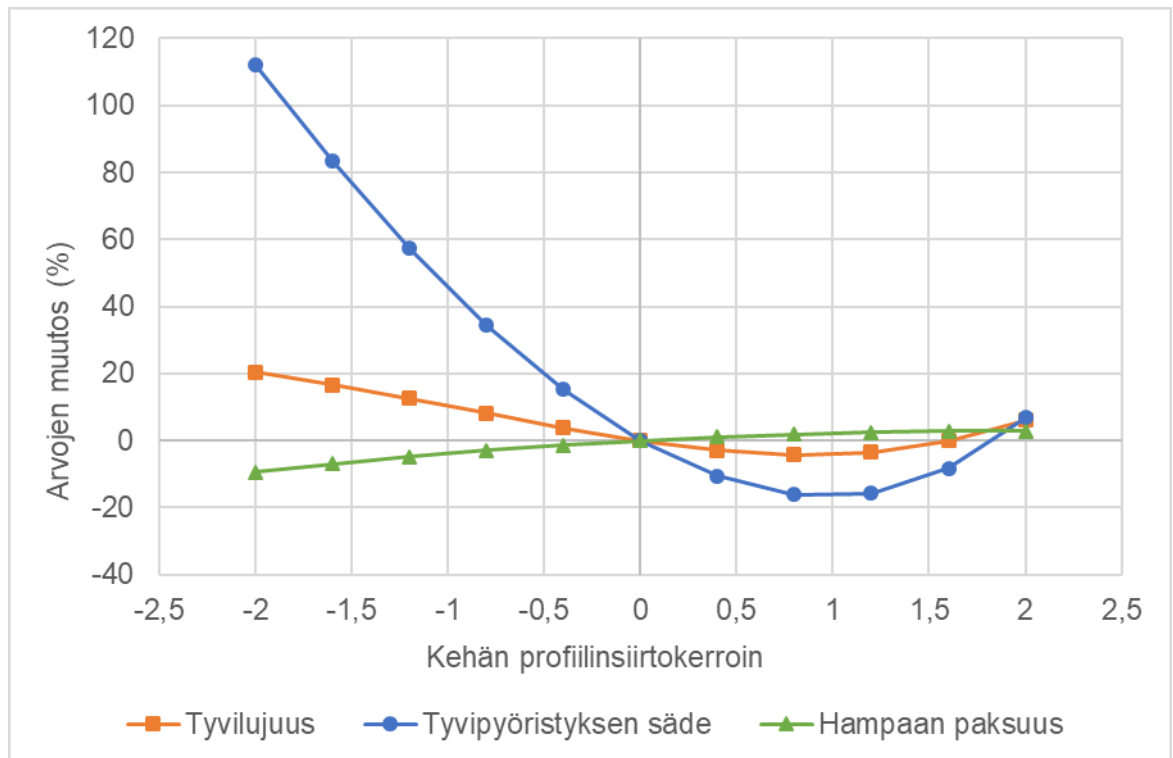
Lisäksi profiilinsiirtoja käytetään hammastuksen lujuusarvojen, liukumien ja ryntösuhteen säätämiseen, sekä hammasmuodon ongelmien, kuten tyviloven ja liian terävän hampaan kärjen välttämiseksi. [4] Liian suuri positiivinen profiilinsiirto aiheuttaa hampaan kärjen terävöitymistä, ja liian suuri negatiivinen profiilinsiirto aiheuttaa hampaan

juureen tyviloven [11]. Lisäksi liian suuret tai pienet profiilinsiirrot voivat aiheuttaa hampaan kyljen liian lyhenemisen, mikä tarkoittaisi sitä, että vastakkaisen hampaan kärki kaivautuisi hampaan tyvipyöristykseen.

Pintalujuutta positiivinen profiilinsiirto parantaa, koska se kasvattaa hampaan kyljen kaarevuussädettä [16]. Positiivinen profiilinsiirto myös suurentaa ryntökulmaa vierintäpisteellä, minkä takia se huonontaa hammastuksen ryntösuhdetta. Lisäksi mitä pienempi on profiilinsiirtojen summa, sitä suuremmat ovat ominaisliukumien hammaskosketuksessa. [11] Kuitenkin jos kehän ja pinionin ominaisliukumien suuruudet tasapainotetaan, ne saadaan silti pysymään paljon pienempinä kuin ilman mitään profiilinsiirtoja. Kumman tahansa hammaspyörän profiilinsiirron nostaminen laskee sekä ryntösuhdetta, että suurinta ominaisliukumaa, mutta pinionin profiilinsiirron muuttaminen vaikuttaa paljon enemmän, koska pinionin hampaan muotoon profiilinsiirto myös vaikuttaa paljon enemmän pinionin pienen hammasluvun ansiosta.

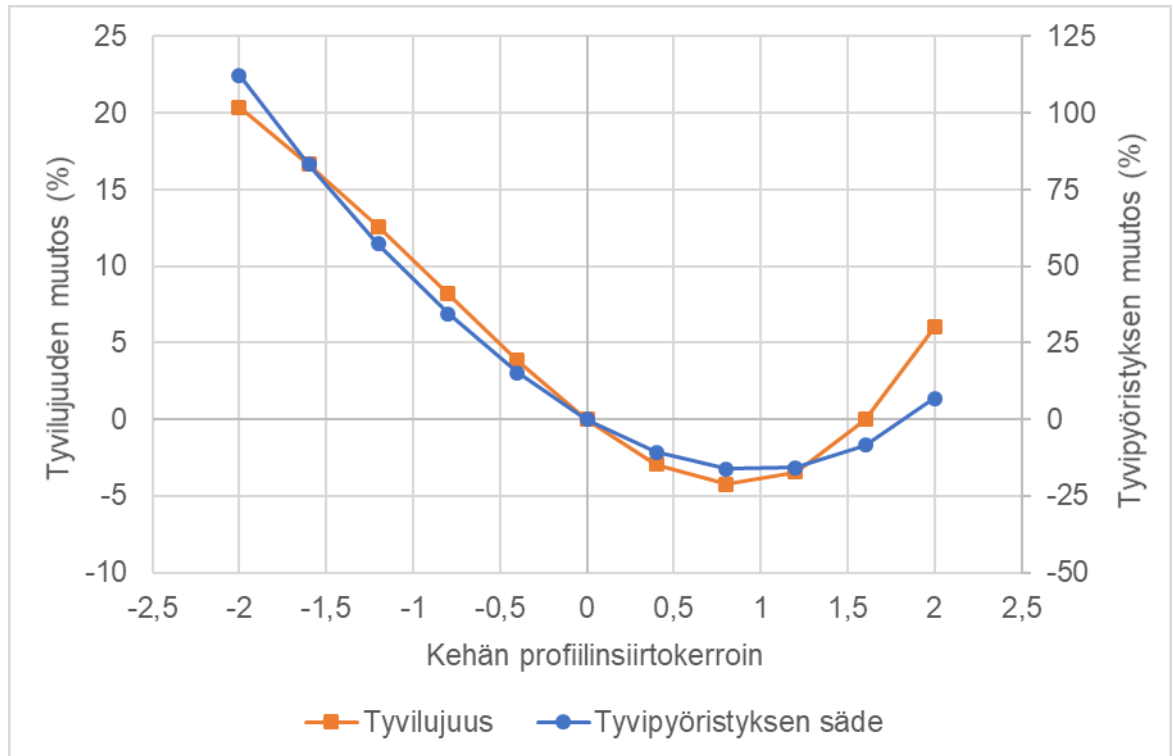
Ennen ajateltiin, että koska positiivinen profiilinsiirto kasvattaa tyven paksuutta, se myös aina nostaa tyvilujuutta. Useat lähteet edelleen toteavat yksinkertaisesti näin. Kuitenkin profiilinsiirtoa nostettaessa myös ISO 6336-3 -standardin [28] mukaan laskeutu hampaan tyvipyöristyksen säde laskee, mikä osaltaan vaikuttaa tyvilujuuteen heikentävästi. Luvun 5.2.4 Kuvassa 18 esitetty ISO 53:n mukaiset perusprofiilien tyven pyöristysten suuruudet määrittävät tyven pyöristyksen suuruuden lähtökohdan. Lopullinen toteutunut tyven pyöristyssäde kuitenkin määräytyy suoraan hampaan valmistavan työkalun liikeradasta [13], ja siihen vaikuttavat hammastuksen muuttujat, kuten hammasluvut, ryntökulma ja profiilinsiirto. Hampaan tyven paksuneminen taas parantaa tyvilujuutta sitä vähemmän, mitä suurempia ovat hammastuksen välityssuhde, hammasluvut ja moduuli. Tämä johtaa ääritapauksissa jopa siihen, että profiilinsiirtoa nostettaessa hampaan paksuuden kasvamisen vaikutus on pienempi kuin tyvipyöristyksen säteen pienenemisen vaikutus, minkä seurauksena tyvilujuus laskee profiilinsiirtoa nostettaessa. [16]

Hammaskehäkäytöt ovat tällaisia ääritapauksia suurten hammaslukujensa, välityssuhteidensa ja moduuliensa seurauksena. Kuvassa 21 esitetään erään hammaskehän tyvilujuuden ja tyvipyöristyssäteen arvoja eri kehän profiilinsiirtokertoimen arvoilla. Kaikki muut hammastuksen muuttujat pidettiin vakiona, ja ryntökulmana oli kohdeyrityksessä hammaskehissä käytetty 25 astetta.



Kuva 21. Tyvilujuus, tyvipyöristyksen säde ja hampaan paksuuden arvojen muutos prosentteina kehän profiilinsiirtokerroimen funktiona.

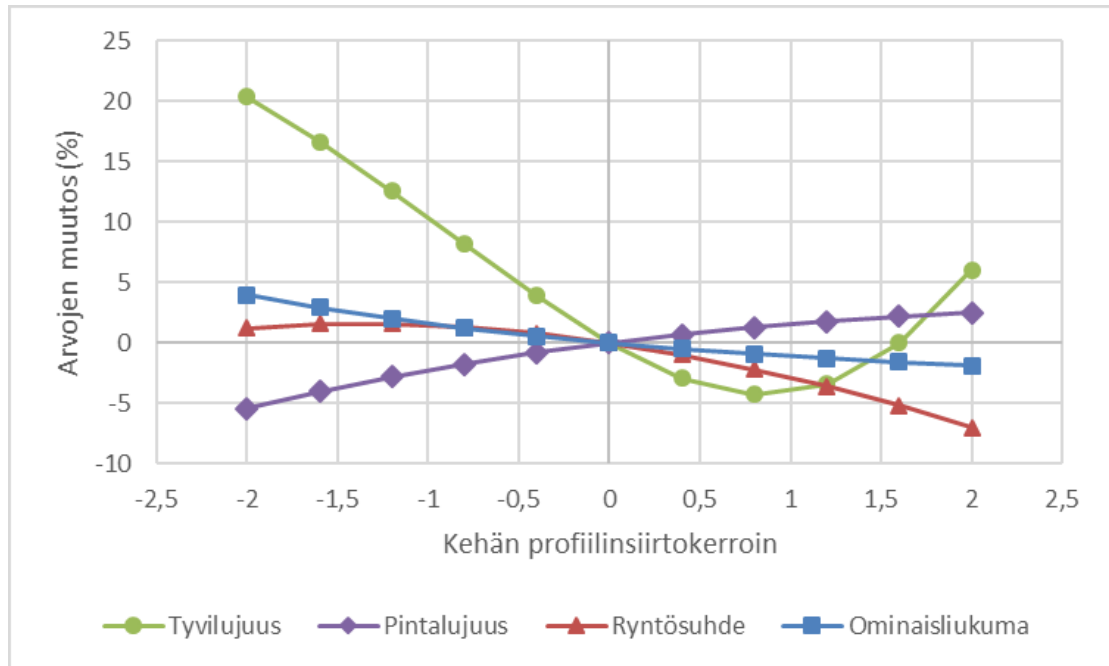
Kuvasta 21 näyttäisi, että tyvipyöristyksen muutos vaikuttaa tyvilujuuden käyrän muotoon paljon enemmän kuin hampaan paksuus. Kuvassa 22 on esitettyä tyvilujuuden ja tyvipyöristyksen säteen muutokset koordinaatiston pystyakseleiden säädetyillä arvoilla.



Kuva 22. Tyvilujuuden ja tyvipyöristyksen säteen käyrät skaalattuna lähes samamuotoisiksi.

Kuvasta 22 nähdään, että tyvilujuuden käyrä on sopivalla skaalauksella lähes samamuotoinen kuin tyvipyöristyksen käyrä. Hammaskehäkäyttöjen hammastuksen arvoilla tyvipyöristys vaikuttaa siis tyvilujuuteen hyvin paljon enemmän kuin hampaan paksuus.

Kuvista 21 ja 22 nähdään siis, että hammaskehän tyvilujuus lähtee laskuun profiilinsiirtoa nostettaessa, mutta kääntyy lopulta noin profiilinsiirtokertoimen arvon +0,8 kohdalla takaisin nousuun. Noin +1,6 kehän profiilinsiirtokertoimen arvon kohdalla tyvilujuus on jo parempi kuin ilman profiilinsiirtoa, mutta siitä aiheutuvat muut haitat, kuten ryntösuhteen huononeminen, ovat paljon suurempia kuin tyvilujuuden nousemisesta saatu hyöty. Päinvastoin kehän tyvilujuus lähtee heti nousuun, jos sen profiilinsiirtokerrointa pienennetään. Usein suurin kehän tyvilujuus saavutettaisiin jopa alle -2,0 kehän profiilinsiirtokertoimella. Tämä tietenkin taas riippuu muista hammastuksen arvoista, kuten materiaaliarvoista, hammasluvuista ja ryntökulmasta, mutta kaikilla yleisillä kehäkäytön arvoilla huomattiin, että kehän tyvilujuutta kannattaa nostaa laskemalla sen profiilinsiirtokerrointa. Kuvien 21 ja 22 kehän tapauksessa ero suurimman ja pienimmän tyvilujuuden välillä on jopa 25 %. Tämä 25 % pystyttiin vähentämään suoraan hammaskehän leveydestä ja siten lähes suoraan verrannollisena hinnasta. Kuvassa 23 näytetään saman kehän muidenkin suorituskvyn mittarien arvot kehän profiilinsiirtokertoimen funktiona.



Kuva 23. Kehän suorituskyyvyn mittarien arvot profiilinsiirron funktiona.

Kuvassa 23 on huomioitavaa, että ominaisliukumien arvot ovat sitä parempia, mitä pienempiä ne ovat, eli ominaisliukumien arvot paranevat suuremmilla profiilinsiirroilla. Kuvasta 23 nähdään, että profiilinsiirron vaikutus on selvästi prosentuaalisesti eniten tyvilujuuteen. Kuvasta nähdään myös, että ryntösuhde kääntyy laskuun suurilla negatiivisilla profiilinsiirtokertoimien arvoilla. Profiilinsiirtokertoimen vaikutusta kehän tyvilujuuteen ja muuhun suorituskyyvyn ei siis kannata jättää huomiotta.

Tyvipyörityksen merkittävydestä tyvilujuuteen puhutaan myös mm. KISSsoftin tyvipyöritysohjeistuksessa [14] sekä Kapelevehin ja Shekhtmanin lehtiartikkelissa [13]. Myös niissä todetaan suuremman tyvipyörityksen parantavan tyvilujuutta, ja suositellaan lisäksi käytettäväksi erikoisemman muotoisia elliptisiä tyvipyörityksiä, jos halutaan optimoida tyvipyörityksellä saavutettavaa tyvilujuutta [13, 14]. Standardista poikkeavien tyvipyöritysten valmistaminen on kuitenkin hankalampaa, ja Kapeleveh ja Shekhtman sanovatkin suoraan, ettei niitä suositella käytettäväksi standardihammaspyörien kanssa [13]. Näissä lähteissä ei kuitenkaan puhuta mitään profiilinsiirron suuressa vaikutuksesta tyvipyörityksen suuruuteen.

Profiilinsiirrot vaikuttavat lähes kaikkiin hammasruksen suorituskyyvyn ominaisuuteen yhtä aikaa, joten universaaleja parhaita profiilinsiirtoja ei ole olemassa. Yleensä yritetään optimoida profiilinsiirrot jonkin yhden suorituskyyvyn ominaisuuden parantamiseksi. AGMA 901-A92: Annex A:ssa [1] esitetään kolme menetelmää, joilla voidaan maksimoida joko hammasruksen kulumis- ja kuoppautumiskestävyys, "scuffingin" eli voitelukalvon peittämisestä johtuvan hankautumisen kestävyys, tai taipumisenkesto. Niissä

siis valitaan yksi hammastuksen ominaisuus, joka koetaan tärkeimmäksi, ja parannetaan sitä. Kaikki nämä menetelmät ovat iteroivia, ja siksi työläitä ja aikaa vieviä.

Vaikka kaikkia hammastuksien ominaisuuksia ei saada optimoitua yhtä aikaa, järkevällä profiilinsiirtojen määrityksellä saadaan minimoitua profiilinsiirroista aiheutuvat haitat ja maksimoitua sen hyödyt [11]. Näin päästään huomattavasti parempaan lopputulokseen, kuin jos ei käytettäisi profiilinsiirtoja ollenkaan. Järkevät profiilinsiirrot pitää vain laskea erikseen tapauskohtaisesti, sillä ne riippuvat lähes kaikista muista hampaan ominaisuuksista, sekä siitä, mitä pidetään tässä tapauksessa tärkeimpänä hammastuksen ominaisuutena.

Sittemmin jo kumotussa ISO/TR 4467 -teknisessä raportissa [11] annettiin yksinkertainen kaava profiilinsiirtojen optimaalisten arvojen määritykseen, joilla niiden hyötyjä pyrittiin maksimoimaan. Siinä myös annettiin raja-arvoja profiilinsiirtojen summalle, jotta välttyään hammasmuotojen ongelmilta. ISO/TR 4467:n ohjearvot olivat kuitenkin hyvin yksinkertaistettuja, ja raportin alussa myös mainittiin, että ne ovat tarkoitettuja ohjeena niille, joilla ei ole kokemusta hammaspyörien suunnittelusta. [11] Kehäkäyttöjen kohdalla välityssuhteet ovat yleensä suuria, ryntökulma on usein 25 astetta ISO:n oletaman 20 asteen sijaan, ja kehän hammasluvut voivat olla useita satoja. Tämän seurauksena nämä yleispätevät ohjeet eivät toimi täydellisesti kehien kanssa. Etenkin annetut profiilinsiirron summan raja-arvot voidaan ylittää kehillä, koska mitä suurempi on hammasluku, sitä pienempi on profiilinsiirron vaikutus hammasmuotoon. ISO/TR 4467:n mukaan profiilinsiirto ei saanut missään tapauksessa olla alle -0,5 [11], kun taas kehillä on käytetty alle -1,0 profiilinsiirtojakin. Laskennallisesti voitaisiin usein mennä jopa alle -2,0 profiilinsiirtoihin, ennen kuin hammasmuodon ongelmiin törmätään. Tähän kuitenkin vaikuttavat myös monet muut tekijät, kuten ryntökulma ja hammasluvut.

Kuten luvussa 5.1.4 jo kerrottiin, AGMA 901-A92: Annex A:ssa [1] esitetään iteroiva menetelmä hammastuksessa esiintyvien ominaisliukumien tasapainotukseen, jolloin hammastuksen kulumis- ja kuoppautumisenkestävyys nousevat. Samalla myös liukumat, kitka ja välitysvirhe hammaskosketuksessa pienenevät. Tämä AGMA:n menetelmä ei kuitenkaan ota kantaa profiilinsiirtojen summaan, vaan ominaisliukumat saadaan tasapainotettua käytännössä millä vain profiilinsiirtojen summalla, kunnes mennään niin pieniin tai suuriin profiilinsiirtoihin, että törmätään hammasmuodon ongelmiin. Luvussa 5.1.4 lueteltujen tasapainotettujen ominaisliukumien hyötyjen johdosta profiilinsiirrot kannattaa siis liukuoptimoida käytännössä aina, ja valita profiilinsiirtojen summa siten, että halutut muut hammastuksen ominaisuudet paranevat. Ominaisliuku-

mien tasapainoasemasta voidaan kyllä myös ääritapauksissa poiketa, jos tarvitaan erityisen paljon lisää esimerkiksi ryntösuhdetta tai tehonsiirtokykyä, mutta tällöin liukumien suuruudet nousevat nopeasti. Erityisesti ryntösuhde huononee aina liukumien tasapainotettaessa, koska tällöin pinionin profiilinsiirtoa nostetaan, ja pinionin profiilinsiirto vaikuttaa ryntösuhteeseen hyvin paljon kehän profiilinsiirtoa enemmän pienen hammaslukunsa johdosta.

Koska kehäkäytöissä todettiin suuremman profiilinsiirron laskevan tyvilujuutta, suurempi profiilinsiirtojen summa parantaa vain kehän pintalujuuden arvoa, mutta huonontaa sekä tyvilujuutta että ryntösuhdetta. Koska kohdeyrityksessä kehissä yleensä käytettävän ADI-materiaalin tehoa rajoittavana tekijänä on yleensä tyvilujuus, eikä pintalujuus, tämä tarkoittaa sitä, että usein kannattaisi suosia negatiivisia profiilinsiirron summia. Tällöin saavutettaisiin parempi maksimiteho ja ryntösuhde. Ainoa jäljelle jäävä negatiivisten profiilinsiirtojen huono puoli on ominaisliukumien kasvaminen, mutta tasapainottamalla ominaisliukumien AGMA 901-A92: Annex A:n [1] mukaan, saadaan niidenkin haittavaikutus minimoitua. Ominaisliukumien saadaan tasapainotettua käytännössä millä vain kehän profiilinsiirtokerroimen arvolla säätämällä myös pinionin profiilinsiirtokerroin sopivaksi. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että kehän profiilinsiirtokerrointa pienennettäessä pinionin profiilinsiirtokerroin kuitenkin pidetään hieman yli nollan. Usein kehän negatiivinen profiilinsiirtokerroin kannattaisi laskea jopa hyvin alas. Tällöin tarvitsee vain tarkistaa, että hampaiden kylkien pituudet eivät lyhene liikaa, ja etteivät ominaisliukumien kasva liikaa, etenkin jos niitä ei jostain syystä tasapainoteta. Kehän suuresta hammasluvusta johtuen tyviloven aiheutumisesta kehän hampaisiin ei yleensä tarvitse huolehtia, sillä siihen vaadittaisiin erittäin suuria negatiivisia profiilinsiirtokerroimia, yleensä jopa alle -10. Eri pyöräparien toteutusratkaisuita tässä työssä vertaillen todettiin siis, että kehäkäytöillä profiilinsiirroista saadaan mahdollisimman suuri hyöty minimaalisilla haitoilla, kun käytetään kehällä jopa alle -1,0 negatiivisia profiilinsiirtokerroimen arvoja, ja tasapainotetaan ominaisliukumien pinionin profiilinsiirtokerroimella AGMA 901:n mukaisesti. Profiilinsiirtokerroimien tarkat optimaaliset arvot pitää kuitenkin laskea joka kehäkäytölle erikseen. Lisäksi täytyy pohtia, kuinka suuriin negatiivisiin profiilinsiirtoihin uskalletaan mennä. Laskennallisesti voitaisiin usein mennä jopa alle -2,0 kehän profiilinsiirtokerroimen arvoihin, mutta sen käytännön vaikutuksia pitäisi tutkia tarkemmin.

5.2.7 Pyörien hammasleveydet

Kehää suunnitellessa sen tehonsiirtokyky viimeistellään säätämällä viimeisenä kehän leveys riittäväksi. Muut kehän maksimitehoon eniten vaikuttavat tekijät, eli kehän materiaali, moduuli, ryntökulma ja profiilinsiirrot, päätetään yleensä ensin, ja sen jälkeen kehän leveys säädetään siten, että kehän maksimiteho saadaan tarpeeksi suureksi. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Kehän leveyttä nostettaessa segmentin massa ja hinta tosin nousevat käytännössä suoraan verrannollisina, joten leveyttä ei kannata nostaa turhaan. Lisäksi pyörien leveyksiä nostettaessa hammaskosketus huononee. Mitä leveämpiä hammastukset ovat, sitä pienemmät osuudet niistä ovat todellisuudessa jatkuvasti kosketuksissa toistensa kanssa. Jos hammaskosketus olisi täydellistä, ja hampaiden koko leveydet olisivat koko ajan kosketuksissa toisiinsa, hampaan leveyden kasvattaminen nostaisi hammastuksen lujuutta suoraan verrannollisesti. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Jos kehää suunniteltaessa kehän leveys vaikuttaa nousevan liian suureksi, kannattaa palata muuttamaan kehän materiaalia lujemmaksi, kasvattamaan hampaiden moduulia, tai säätämään profiilinsiirtoja siten, että ne parantavat tehoa. Yleensä kohdeyrityksessä pyritään alle 400 mm leveään kehään (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018).

Pinionin on oltava yleensä kehää hieman leveämpi, jotta kehä pysyy koko leveydeltään pinionin kanssa hammaskosketuksessa, vaikka rumpu liikkuukin hieman aksiaalisesti. Jos pinioni olisi täsmälleen saman levyinen kuin kehä, aktiivinen hammaskosketus pienenis heti, kun rumpu liikkuisi hiemankin aksiaalisesti, ja pyöräparin maksimiteho las- kisi. Sama hyöty saataisiin tietenkin myös sillä, jos kehä olisi pinionia leveämpi, mutta koska kehä on paljon pinionia suurempi, tämä tulisi paljon kalliimmaksi. Yleensä kohdeyrityksessä pinioni on tehty noin 30–70 mm leveämmäksi kuin kehä käyttökohteesta riippuen. Lämpölaajenevilla rummuilla tämä rummun aksiaalinen liike on vielä suurempaa, joten niillä pinionista on tehty usein 70 mm leveämpi. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

Kehä ei voi kuitenkaan olla myöskään hyvin kapea, koska tällöin segmentin rakenteesta aiheutuu rajoitteita kehän minimileveydelle. Symmetrisessä segmentissä, jossa segmentin päädyssä ovat kiinnityspultit molemmin puolin uumaa, kohdeyrityksessä käytetyt uuman paksuus ja kiinnityspulttien vaatima tila aiheuttavat sen, ettei jousi- tai T-mallinen kehä voi olla alle 150 mm leveä. Tätä kapeammissa kehissä pitäisi suunnit-

tella joko erikoinen pulttiliitos segmentin päätyyn tai käyttää L-mallista segmenttiä. Joissakin hyvin pienitehoisissa rummuissa pyöräparin kestävyys ei siis ole ongelma, jolloin kehästä tulee joka tapauksessa paljon leveämpi kuin mitä sen tarvitsisi olla kestääkseen rummun tehon. Tällöin voidaan käyttää kehää kapeampaa pinionia, koska umpinaisen pinionin kapeudelle ei ole samanlaisia rakenteellisia rajoitteita kuin kehälle.

5.2.8 Kehän kiinnitys rumpuun

Luvussa 3.3.1 esitellään segmenttien kolme tavallisinta eri tyyppiä ja niiden kiinnitystapa rumpuun. Kehän kiinnitystapa vaikuttaa myös seuraaviin kehän hammastuksen ominaisuuksiin.

Jousimallisen kehän ja rummun väliin on jätävä 200–500 mm rako, jotta rummulla on riittävästi tilaa lämpölaajentua (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Koska tämän raon on jätävä molemmille puolille rumpua, jousimallisen kehän ulkohalkaisija on oltava 400–1000 mm suurempi kuin vastaavan kokoisen rummun päälle tehty T- tai L-mallinen kehä.

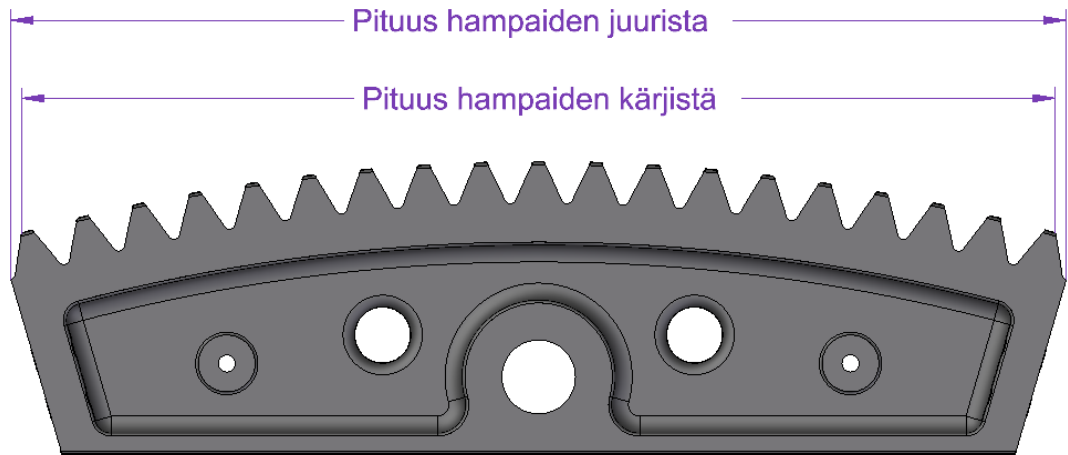
L-mallinen kehä pultataan yleensä toisesta kyljestään rummun erillisen kantokehän kylkeen kiinni (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Koska kiinnityspultit ovat vain toisella puolella segmentin uumaa, L-mallisesta segmentistä on helpompi tehdä kapeampi, jos rumpu ei vaadi paljoa tehoa. L-mallisella segmentillä kehän suojan on kuitenkin yleensä riitettävä peittämään myös rummun kantokehä, jolloin suojan oltava usein yli kaksi kertaa leveämpi.

Jos kehää pyöritetään aina samaan suuntaan, vain hampaan toinen kylki kuluu käytössä. Symmetrisillä segmenteillä kehä voidaan kääntää ympäri, kun hampaiden toinen kylki alkaa olla kulunut, jotta saataisiin käyttöön hampaiden toinen käyttämätön kylki. Näin saadaan kehälle lisää käyttöikää. L-mallisella kehällä tämä ei kuitenkaan onnistu, koska segmentti ei ole symmetrinen. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018)

5.2.9 Segmenttien määrä ja pituus

Segmenttien määrä kertoo, kuinka monesta osasta kokonainen kehä kootaan. Segmenttien määrä vaikuttaa siis segmenttien välisten kiinnityspintojen ja kiinnitysosien määrään. Segmentin pituus määräytyy suoraan segmenttien määrän ja kehän ulkohalkaisijan mukaan. Segmentin pituudella tarkoitetaan pisintä etäisyyttä kahden segmen-

tin pisteen välillä. Yleensä se on ulommaisten hampaiden ulommaisten juurien etäisyys, mutta jos segmenttien määrä on tarpeeksi pieni, segmentin kaarevuus kasvaa ja segmentin suurin pituus voi olla myös ulommaisten hampaiden kärkien etäisyys. Tätä havainnollistetaan kuvassa 24.



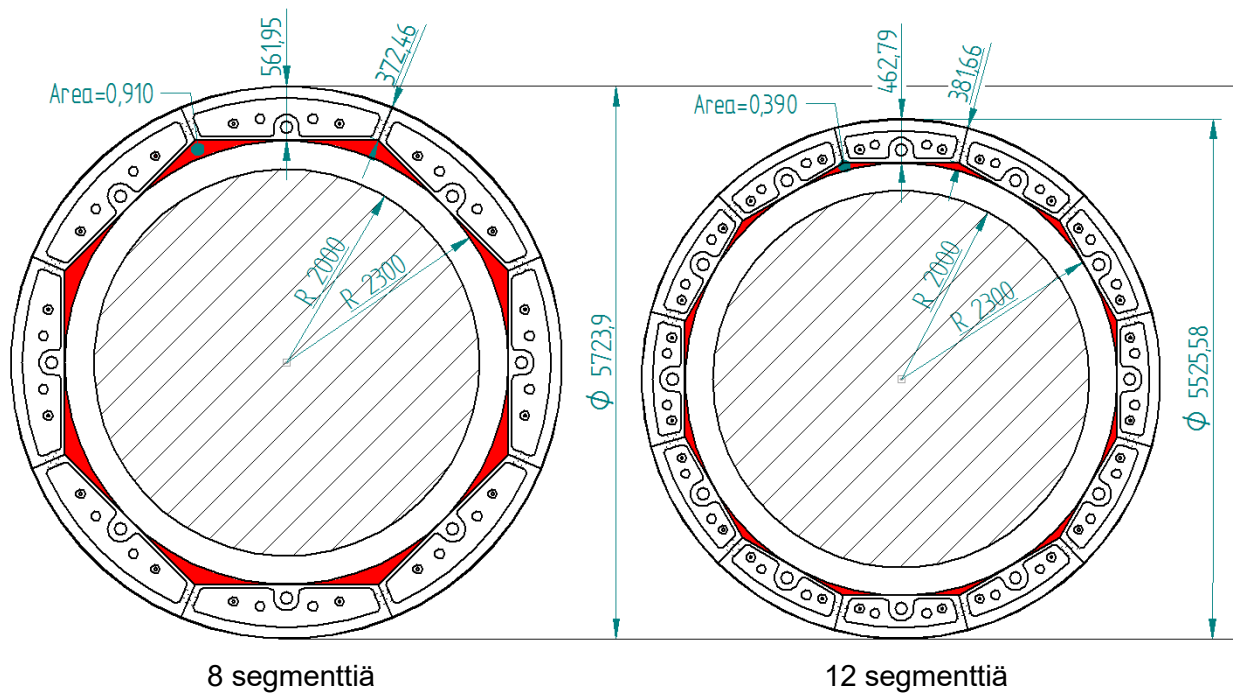
Kuva 24. Segmentin pituuden määrittäminen.

Koneistuksen jälkeen segmentin ulommaisten hampaiden ulkokylkien etäisyys toisistaan eri kohdissa hampaan profiilia mitataan säteittäissuunnassa, eli Kuvassa 24 suoraan ylhäältäpäin. Jos segmentin pituus hampaiden kärjistä on pidempi kuin pituus hampaiden juurista, tämä kylkien mittaus suoraan ylhäältäpäin ei onnistu, koska hampaiden kärjet ottavat mittatyökaluun kiinni ennen kuin hampaiden kyljet. Tämä taas hankaloittaa hieman mittausta, jos ulommaistenkin hampaiden profiili halutaan todentaa oikean muotoiseksi. (Saku Kauranen, menetelmäsuunnittelija, Kumera Machinery Oy, henkilökohtainen tiedonanto 8.8.2018) Tämän takia yleensä on pyritty pitämään segmenttien määrä tarpeeksi suurena, jotta mittaus onnistuu helposti. Lähes aina tämä tarkoittaa, että segmenttejä on oltava vähintään 8 kappaletta.

Segmenttien lukumäärä pyritään yleensä pitämään mahdollisimman pienenä, jotta vailettavien ja koneistettavien kappaleiden sekä kiinnitysosien lukumäärä saadaan minimoitua. Tällöin segmenttien määrän vähentämistä yleensä rajoittaa segmentin maksimipituus, joka määräytyy segmentin valmistamisessa käytettävien lämpökäsittelyuunien ja koneistuskeskuksen mittojen mukaan. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Kohdeyrityksen koneistuskeskukseen periaatteessa mahtuisi jopa 14 metriä pitkä kappale, mutta koneistavan työkalun liikeradat eivät tällöin riittäisi. Jotta työkalu onnistuu koneistamaan segmentin riittävällä tarkkuudella, saa segmentin pituus olla maksimissaan 2000 mm pitkä. Tästä pidempi segmentti pitäisi koneistaa useammassa osassa, jolloin kappaleen ja koneistuspöydän siirrot aiheuttavat epätarkkuuksia valmistukseen, joiden ottaminen huomioon

tuo lisää työtä ja kustannuksia. (Saku Kauranen, menetelmäsuunnittelija, Kumera Machinery Oy, henkilökohtainen tiedonanto 14.6.2018) Segmentin lämpökäsittelyssä perlitointiuniin mahtuu 3000 mm pitkä kappale, mutta austemperointiuniin vain 1800 mm pitkä kappale (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018). Siten myös kehän materiaali vaikuttaa segmentin maksimipituuteen. ADI-materiaali käsitellään myös austemperointiunissa, joten ADI:sta valmistettu segmentti ei siis saa olla yli 1800 mm pitkä. GJS-800-materiaali käsitellään vain perlitointiunissa, joten siitä valmistettu segmentti voisi periaatteessa olla jopa 3000 mm pitkä. Tässä kuitenkin on pidettävä mielessä, että segmenttien pituuden kasvaessa ja niiden määrän vähentyessä myös luvussa 3.3.1 esitellyt segmenttikehän edut verrattuna tavalliseen kehään vähenevät. Samoin valamisen vaatima työmäärä kasvaa valun koon kasvaessa, koska muottien kääntelystä ja liikuttelusta tulee hankalampaa. Valun mittatarkkuus huononee myös kappaleen koon mukana, minkä seurauksena vaadittavat työvaratkin kasvavat, jotta lopulliseen koneistettuun kappaleeseen ei jää muotovirheitä. (Markku Eljaala, laatupäällikkö, Peiron Oy, henkilökohtainen tiedonanto 5.7.2018) Eri-tyisesti kuljetuksen, koneistuksen ja käsittelyn helppouden vuoksi kohdeyrityksessä on pyritty pysymään myös GJS-800-materiaalilla alle 1800 mm pitkissä segmenteissä.

Kehän kiinnityksen ollessa jousimallia segmenttien määrä kuitenkin vaikuttaa myös segmentin korkeuteen, koska myös Kuvassa 24 näkyvän jousimallisen segmentin alareuna on tasainen, eikä kaareva, kuten rummun pinta. Segmentin päädyn sisäkorkeus on oltava riittävän suuri, jotta pulttiliitos mahtuu siihen, mutta yleensä myös pyritään mahdollisimman matalaan segmenttiin, jotta segmentin massa ja siten myös hinta pysyisivät mahdollisimman pienenä. Kun saman halkaisijaisen rummun päälle suunniteltavan kehän segmentin päädyn sisäkorkeus pidetään mahdollisimman pienenä ja segmenttien määrää vähennetään, segmentin keskikorkeus kasvaa huomattavasti nostaen myös kehän halkaisijaa. Tätä havainnollistetaan kuvassa 25.



Kuva 25. Jousimallisen kehän segmenttien määrän vaikutus segmentin korkeuteen ja kehän halkaisijaan.

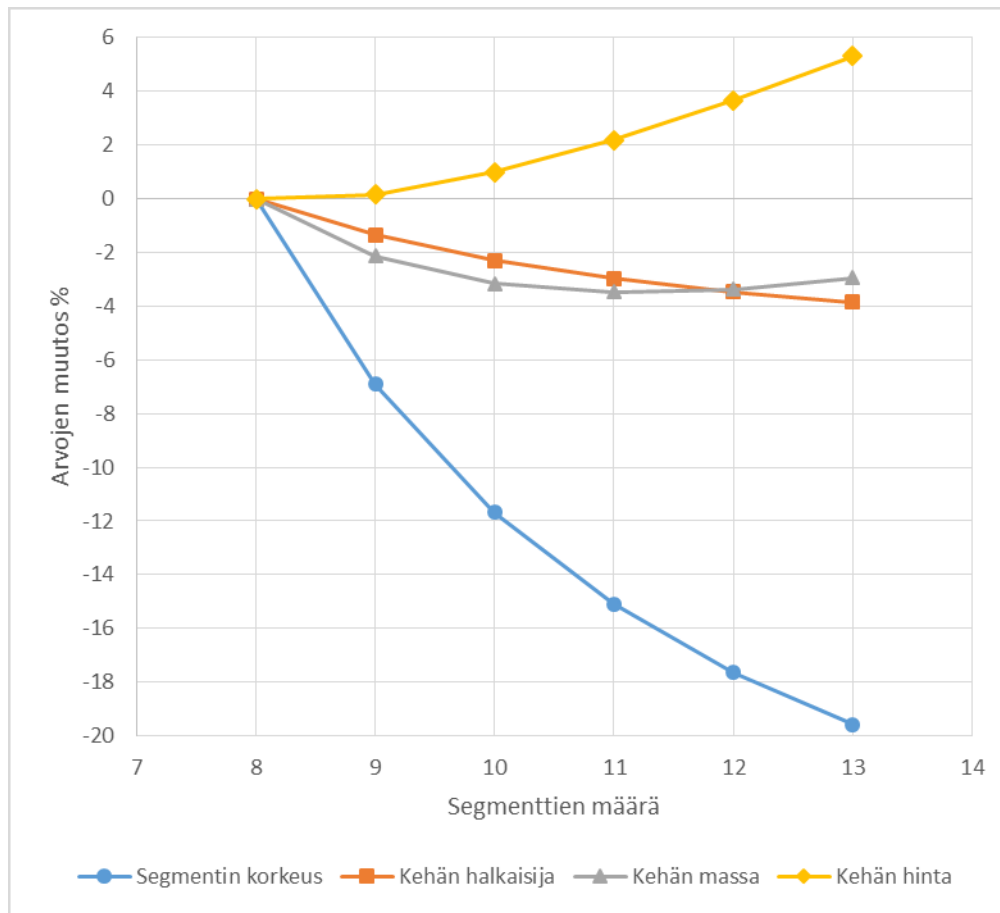
Kuvassa 25 vasemmanpuoleinen kehä muodostuu 8 segmentistä ja oikeanpuoleinen kehä 12 segmentistä. Jousimallisen segmentin tasaisesta alapinnasta johtuen segmentin ja rummun väliin jää ylimääräistä tilaa, jota Kuvassa 25 havainnollistetaan punaisella maalatulla alueella. Mitä vähemmän segmenttejä jousimallisessa kehässä on, sitä huonommin se istuu rummun päälle, ja sitä enemmän ylimääräistä tilaa jää rummun ja kehän väliin. Tällöin myös segmentin keskikohdan korkeus kasvaa tasaisesta segmentin alapinnasta johtuen.

Tämän vaikutuksen tutkimiseksi mallinnettiin jousimallisia kehiä eri segmenttien määrällä 8–13, mutta samalla kehän sisähalkaisijalla ja segmentin päädyn sisäkorkeudella. Jotta segmentin päädyn sisäkorkeus saatiin pidettyä samana, vertailussa käytettiin tarkoituksella hammaslukuja, jotka eivät olleet kokonaislukuja. Tämä ei tietenkään kehiä valmistettaessa ole järkevää, mutta näin saatiin eliminoidua hammasluvun rajoitteiden vaikutukset tuloksiin. Koska hammasluvut eivät olleet tasalukuja, jätettiin hampaat myös mallintamatta Kuvaan 25. Segmenttien määrän alarajaksi valittiin 8, koska sitä on pidetty kohdeyrityksessä jousimallisten kehien segmenttien minimimääränä. Kehien syntyneet segmentin korkeudet, halkaisijat, massat sekä hinnan muutokset ovat esitettyinä Taulukossa 3.

Taulukko 3. Jousimallisten kehien mitat, massat ja hinnat, kun segmenttien määrää muutetaan.

Segmenttien määrä	Segmenttien korkeus (mm)	Kehän halkaisija (mm)	Kehän massa (kg)	Kehän hinnan muutos (%)
8	561,9	5723,9	8338	0
9	523,1	5646,3	8160	+0,2
10	496,3	5592,7	8075	+1,0
11	477,1	5554,1	8048	+2,2
12	462,8	5525,5	8057	+3,7
13	451,9	5503,8	8091	+5,3

Segmenttien määrää nostettaessa 8:sta 13:een segmentin korkeus laski 110mm, jolloin kehän halkaisija laski vastaavasti 220mm. Segmentin massa tippuu tietenkin merkittävästi segmentin lyhentyessä ja madaltuessa, mutta koko kehän massaan segmentin madaltumisen vaikutus on pienempi, koska segmenttien päätyjen määrän kasvu taas osaltaan nostaa kehän massaa. Päätyjen määrän kasvun seurauksena kehän hintakin nousee massan laskusta huolimatta. Arvojen muutokset segmenttien määrän funktiona on esitetty Kuvassa 26.



Kuva 26. Jousimallisten kehien segmenttien korkeuksien, halkaisijoiden, massojen ja hintojen muutokset, kun segmenttien määrää muutetaan.

Kuvasta 26 nähdään, että vaikka segmenttien määrää nostettaessa 8:sta 11:een segmentin keskikorkeus tippuu merkittävästi 15 %, koko kehän massa tippuu vain 3,5 %. Nostettaessa segmenttien määrää vielä 11:stä korkeammalle koko kehän massa kääntyy jo nousuun. Tämä johtuu siitä, että segmenttien määrää nostettaessa segmentin korkeuden lasku hidastuu, kun taas segmenttien päätyjen määrä tietenkin kasvaa aina samassa suhteessa segmenttien määrän kanssa. Keskikorkeuden lasku hidastuu, koska keskikorkeus lähenee raja-arvona toimivaa segmentin päädyn korkeutta, mutta se saavutettaisiin vasta, kun segmenttejä olisi niin monta, että kehän sisäpinta olisi täysin pyöreä, eikä segmentin ja rummun väliin jäisi yhtään tyhjää tilaa.

Segmenttien määrän lisäämisellä voidaan siis päästä kevyempään ja halkaisijaltaan pienempään kehoon, mutta käytännössä aina sen hinta kasvaa koneistuspintojen ja kiinnitysosien määrän kasvusta johtuen. Tarvittaessa jousimallisen segmenttikehän segmenttien määrää voidaan kuitenkin lisätä pienemmän kehän ulkohalkaisijan saamiseksi.

5.3 Pyöräparin vaikutus muihin komponentteihin

Pyöräparin mitoituksen suurin vaikutus muissa kehäkäytön komponenteissa näkyy eniten kehää pyörittävässä vaihteessa. Luvun 3.3.5 kaavassa 1 kerrottiin kehäkäytön välityssuhteen määräytymisestä. Jos pyöräparin välityssuhdetta pienennetään esimerkiksi pinionin hammaslukua nostamalla, täytyy vaihteen välityssuhteen nousta, jotta saadaan pidettyä tarvittava kokonaisvälityssuhde, jolla moottorin pyörimisnopeus saadaan muutettua halutuksi rummun pyörimisnopeudeksi. Usein korkeampi välityssuhde tarkoittaa sitä, että tarvitaan kokoa suurempi eli kalliimpi vaihde, jotta vaihteen tehokin riittää. Vaihteen koko vaikuttaa myös suoraan vaihteen alustan tai momenttituen kokoon ja hintaan. Lisäksi pyöräparin ominaisuudet määräävät vaihteen tyyppin. Pinionia ei voida asentaa suoraan toisioakselille, jos se on hyvin leveä, koska tällöin toisioakselin taipumat kasvaisivat liikaa. Tällöin pinionilla on oltava omat laakeripukkinsa. Kohdeyrityksessä on pidetty toisioakselille asennettavan pinionin maksimileveytenä 300 mm. (Severi Mäkinen, suunnittelupäällikkö, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Tämäkin kannattaa ottaa huomioon hammaspyörien leveyttä suunniteltaessa.

Hammaskehän mitat vaikuttavat tietenkin merkittävästi kehän peittävään kehäsuojaan. Mitä suurempia ovat kehän leveys, halkaisija, ja hampaan korkeus, sitä enemmän pinta-alaa ja siten hintaa tulee sen kehäsuojalle.

Hammaspyörien leveydet vaikuttavat myös hammastuksen voitelun hintaan. Mitä leveämpi on voideltava alue, sitä enemmän voitelupisteitä vaaditaan, ja hinta nousee niiden myötä. Voitelujärjestelmiä on käytetty monia erilaisia, mutta erään käytetyn voiteluohjeen mukaan pinioni vaatii yhden voitelusuuttimen jokaista 150 mm leveyttä kohden. (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018) Siten voitelun hinta nousee asteittain pyöräparin leveyden mukana.

Apukäyttöön tai sen moottoriin ja kytkimiin kehän ja pinonin mitat eivät vaikuta. Apukäytöltä vaadittava teho lasketaan suoraan rummun vaatimasta momentista ja tarvittavasta pyörimisnopeudesta (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018), eikä päävaihteen valinta vaikuta apukäytön valintaan.

Vaikka pyöräparin välityssuhde muuttuisi, vaihteen ja pyöräparin yhteisen välityssuhteen on pysyttävä samana, jolloin apukäytöltä vaadittava välityssuhde ei muutu.

Moottorin kytkin ja jarru mitoitetaan moottoritehon mukaan (Vesa Laine, teknologiajohtaja, Kumera Drives Oy, henkilökohtainen tiedonanto 2018), joten pyöräparin mitoitus

ei vaikuta niihinkään. Vaihteen toisioakselilla mahdollisesti käytettävä toisiokytkin on ainoa kytkin, johon vaihteelta ulostuleva momentti, ja siten pyöräparin välityssuhde, vaikuttavat.

6. KEHÄKÄYTÖN SUUNNITTELUTYÖKALUN KEHITYS

Nykyisessä automaattisessa hammaskehän suunnittelutyökalussa on paljon potentiaalia, mutta siinä on myös vielä paljon ongelmia ja puutteita. Työkalu vaatii 3D-suunnitteluohjelmisto Solid Edgen käytön sekä koneensuunnitteluohjelma KISSsoftin käytön hammastuksen laskentaan, jotta nähdään, kuinka hyviä kehän suorituskyky ja hinta olisivat. Suunnittelun hidastamisen lisäksi tämä rajoittaa työkalun käytön niille henkilöille, joilla on käytössään myös näiden ohjelmien lisenssit. Esimerkiksi kohdeyrityksessä myyjät eivät siis pääse kokeilemaan työkalulla, minkä hintaisia kehiä saataisiin tehtyä eri arvoilla. Lisäksi eri kehän toteutusratkaisuiden vertailu on hyvin hidasta ja siksi jääkin usein tekemättä kokonaan.

Käyttäjän päätettäväksi jää suurin osa luvussa 5.2 esitellyistä kehän suunnittelun muuttujista, eikä niille ole määritelty ohjearvoja. Tämän vuoksi työkalun käyttäminen vaatii paljon kokemusta kehien suunnittelusta, ja sen käyttö oli kohdeyrityksessä jäänyt yhden henkilön vastuulle. Työkalu ei myöskään ota huomioon luvussa 5.3 esitellyjä kehän vaikutuksia muihin kehän komponentteihin. Tämä johtaa usein kalliimpiin kehäkäytön kokonaisuuksiin. Lisäksi työkalun muodostaman segmentin muoto saattaa olla hankala tai jopa mahdoton toteuttaa. Esimerkiksi kapeilla alle 200 mm leveillä kehillä pulttiiliitos ei mahdu enää työkalun muodostaman segmentin pätyyn, mutta tämän huomaa vastaa siinä vaiheessa, kun segmentin muodon yrittää viedä 3D-malliin, ja pulttien reiät leikkautuvat uuman sisälle.

Näitä työkalun heikkouksia ja ongelmia pyritään tämän työn puitteissa parantamaan ja korjaamaan. Seuraavissa luvuissa kuvaillaan ratkaisuita eri ongelmiin sekä uusia ominaisuuksia, joita työkaluun lisättiin. Työkalun kehityskohteiksi valittiin siis hammaskehän suorituskyvyn ja kustannusarvion laskeminen ilman muiden ohjelmien käyttämistä, kehäkäytön muuttujien optimointi ja vakiointi, hammaskehän eri toteutusvaihtoehtojen vertailu, muiden kehäkäytön komponenttien huomioon ottaminen kehää suunnitellessa, tuoteperheen muodostaminen hammaskehistä, sekä hammaskehien suunnittelun ohjeistaminen.

6.1 Kehän suorituskyvyn ja hinnan laskenta

Jotta eri kehäkäytön toteutusratkaisuita voidaan vertailla suunnittelutyökalulla nopeasti, täytyy työkaluun lisätä pyöräparin suorituskyvyn ja hinta-arvion laskenta, jotta niiden

laskemiseen ei tarvitse käyttää muita ohjelmia. Suorituskyvyn tärkeimmät mittarit esiteltiin luvussa 5.1. Työkaluun lisättiin näistä maksimitehon, ryntösuhteen ja ominaisliukumien laskenta. Välityssuhteen vanhakin ohjelma laski tietenkin jo valmiiksi. Maksimitehon laskenta toteutettiin laskemalla tyvi- ja pintalujuudet sekä hammaskehälle että pinionille standardin ISO 6336 mukaan. Näillä materiaaleilla pinionin lujuudet eivät ole ikinä maksimitehoa rajoittavia tekijöitä, mutta ohjelmassa voi vaihtaa käytettyjä materiaaleja, jolloin pinionista saattaa tulla rajoittava tekijä. Ryntösuhde lasketaan työkalussa standardin AGMA 908-B89 mukaan. Ominaisliukumat lasketaan ISO 21771 -standardin mukaan, ja niiden tasapaino AGMA 901-A92:n mukaan.

Kohdeyrityksen hammastuksen laskennat tehdään KISSsoft-ohjelmalla, joten tavoitteena oli saada työkalu laskemaan mahdollisimman samat tulokset kuin KISSsoft. Tähän pyritäessä huomattiin, että KISSsoft laskee tiettyjä lujuuslaskujen kohtia omalla tavallaan, kuten pintalujuuden voiteluainekerroin Z_L , nopeuskerroin Z_V , ja karheuskerroin Z_R , koska ISO-standardeissa ei anneta niille tarkkoja arvoja pienemmillä kuormakierrosten määrällä. Tarpeeksi kauan laskentaa ja laskukertoimia tutkimalla kuitenkin keksittiin KISSsoftissa käytetyt laskutavat, ja tulokset saatiin täsmäämään. Lähinnä pyöristystarkkuuksista johtuen tuloksissa voi olla hyvin pieni ero, mutta eron suuruus on kuitenkin vain yhden promillen luokkaa.

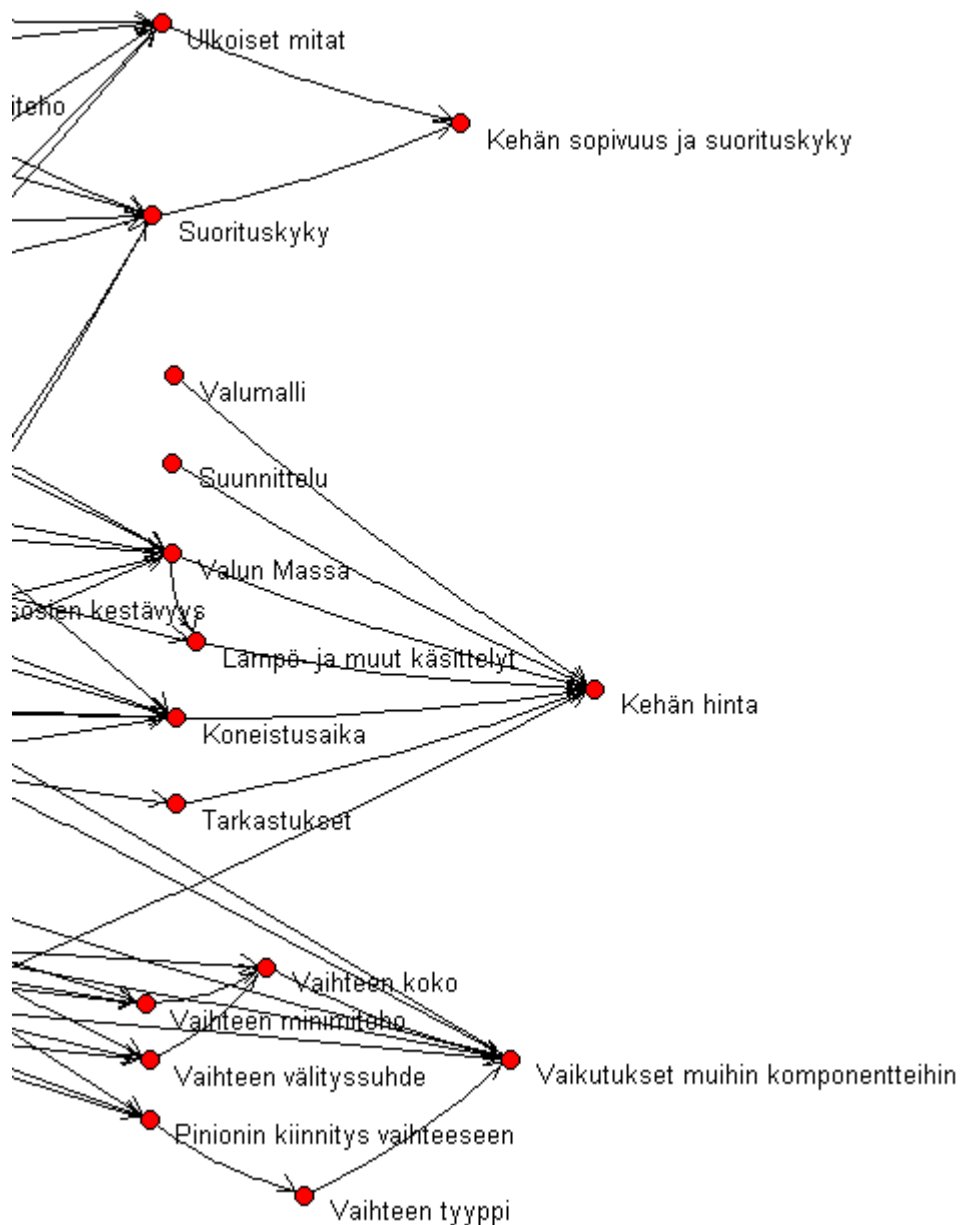
Lisäksi hammastuksen laskennan rinnalle lisättiin tarkistuksia, joilla varmistetaan, että hammastus on toteutettavissa. Edellä on jo mainittu ryntösuhteen ja liukumien laskenta. Ohjelma tarkistaa, etteivät niiden arvot ole liian huonot. Käyttäjä pystyy itse syöttämään niille haluamansa vertailuarvot. Samoin ohjelma tarkistaa, että pinionin ja kehän hampaiden kyljet ovat tarpeeksi pitkät. Liian suuret negatiiviset tai positiiviset profiilinsiirrot voivat aiheuttaa hampaan kyljen liian lyhenemisen, mikä johtaa vastakkaisen hampaan kärjen kaivautumiseen hampaan tyvipyöristykseen.

Jotta kehän kustannusarvio saadaan laskettua pelkästään tällä työkalulla ilman aikaa vievää muiden ohjelmien käyttöä, täytyy segmentin massan laskenta lisätä työkaluun. Tämä toteutettiin laskemalla segmentin tilavuus ja kertomalla se materiaalin tiheydellä. Segmentin rakenne on onneksi hyvin symmetrinen ja koostuu yksinkertaisista geometrisista muodoista, joten tilavuus saadaan laskettua yksinkertaisilla matematiikan kaavoilla hyvinkin tarkasti. Segmentin rakenne voidaan jakaa yksinkertaisiin kappaleisiin, reikiin, ja pyöristykseen. Vaikein osuus segmentin massan laskennassa on itse evolventtimuotoisen hammastuksen massan laskeminen. Hammastuksen tilavuus saatiin lopulta laskettua jakamalla hampaan korkeus kymmeneen osaan, ja laskemalla ham-

paan paksuus joka kohdassa. Näin hammas jaettiin käytännössä kymmeneen suorakulmioon, joiden kokonaismassa on hyvin lähellä oikeaa hampaan massaa. Näin saatiin laskettua segmentin massa noin promillen tarkkuudella, mikä on hyvin riittävä tarkkuus, koska itse materiaalin tiheys vaihtelee aina paljon enemmän. Massan perusteella jo vanha työkalu osasi laskea kehän kustannusarvion kilohinnan ja koneistusaikojen perusteella.

6.2 Pyöräparin suunnittelun muuttujat

Hammaskehän suunnittelussa esiintyy valtava määrä muuttujia ja parametreja, jotka vaikuttavat toisiinsa monimutkaisilla tavoilla. Liitteessä A esitetty parametrikaavio havainnollistaa tätä muuttujien sekasotkua. Tämän työn parametrikaaviot on tehty entisen Tampereen Teknillisen Yliopiston tuotantotekniikan laitoksen henkilökunnan kehittämällä DiMo-ohjelmalla, joka on suunniteltu virtauskaavioiden tekemiseen. Parametrikaavion loppupuoli on esitetty suurennettuna Kuvassa 27.



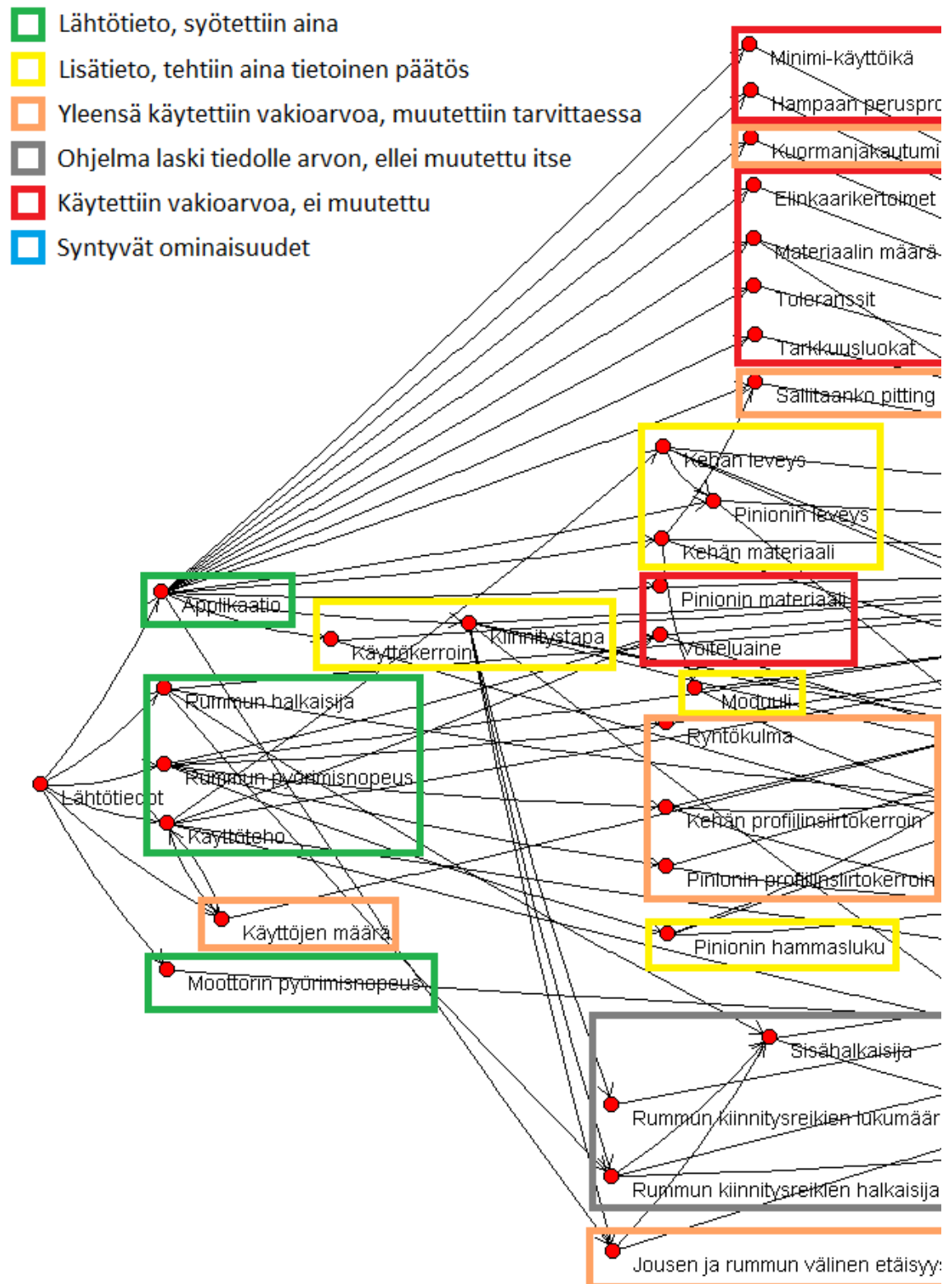
Kuva 27. *Hammaskehän suunnittelun kolme lopputulosta. Liitteessä A koko kaavio suurempana.*

Kuten Liitteen A parametrikaaviosta nähdään, kaikkia suunnittelussa esiintyviä muuttujia ja niiden välisiä suhteita on käytännössä mahdotonta esittää selkeästi ja yksinkertaisesti. Kuvasta 27 kuitenkin näkee parametrikaavion lopputulokset, jotka voidaan muotoilla hammaskehän suunnittelun tärkeimmiksi tavoitteiksi:

1. Kehän täytyy sopia käyttökohteeseen ulkomitoiltaan ja sen suorituskvyn on oltava tarpeeksi hyvä.
2. Kehän hinta pyritään pitämään mahdollisimman alhaisena ja kilpailukykyisenä.
3. Kehäkäytön kokonaiskustannukset pyritään saamaan mahdollisimman alas

Kohdeyrityksen vastatessa asiakkaiden lähettämiin tarjouspyyntöihin hammaskehistä tämä ensimmäinen tavoite on aina täyttynyt. Kaikki kohdeyrityksen tarjoamat kehät täyttävät asiakkaan vaatimukset kehän mitoille, ja kehän suorituskyvyn riittävyys varmistetaan suunnitteluvaiheessa laskemalla. Toista tavoitetta pyritään yleensä tutki-
maan hieman kokeilemalla muutamaa eri hammaskehän toteutusvaihtoehtoa ja valitse-
malla niistä edullisin, mutta tämä on aikaa vievää ja suunnittelun kiireistä riippuen tämä
vertailu jää usein hyvin lyhyeksi tai jopa kokonaan tekemättä, jolloin optimaalinen kehä-
ratkaisu saattaa jäädä löytymättä. Kolmatta tavoitetta, eli kehän mittojen vaikutusta
muihin kehäkäytön komponentteihin ei kohdeyrityksessä otettu huomioon kehiä suunni-
tellessa. Tämän työn tavoitteena on sisällyttää myös vaihteen sekä muiden kompo-
nenttien huomioon ottaminen jokaisen kehän suunnitteluprosessiin.

Yksinkertaistetaan Liitteen A parametrikaaviota jättämällä siihen vain tämän työn aloi-
tushetkellä suunnitteluprosessissa esiintyneet muuttujat ja suunnittelun lopputulokset.
Nämä on esitetty Liitteessä B. Muuttujat on lajiteltu väreillä kehystäen sen mukaan,
kuinka paljon suunnittelija itse vaikutti niiden valintaan. Tämän karsitun parametrikaa-
vion alkupää on esitettyinä Kuvassa 28.



Kuva 28. Kehän suunnittelun muuttujien lajittelu. Liitteessä B koko kaavio suurempana.

Vihreällä kehyksellä reunustetut muuttujat ovat asiakkaan antamia lähtötietoja, ja sinisellä reunustetut kohdat ovat suunnittelun lopputuloksena syntyviä ominaisuuksia. Punaisella kehystetyt muuttujat pidettiin kehien suunnittelussa aina vakiona, ja harmaalla

reunustetut muuttujat suunnittelussa käytettävä työkalu laskee itsestään, ellei käyttäjä niitä välttämättä halua itse muuttaa. Oranssit muuttujat kuuluvat hieman välimaastoon; yleensä niiden arvoina käytettiin vakioarvoja, mutta tarvittaessa tai asiakkaan pyynnöstä niitäkin joskus muutetaan. Keltaiset muuttujat ovat arvoja, jotka suunnittelijan on päätettävä itse jokaista kehää suunniteltaessa, ellei asiakas ole antanut erityistoivomuksia niiden arvoiksi.

Ideaalitalanne kehäkäytön suunnittelussa olisi se, että kaikki muuttujien arvot olisivat joko vakioita tai ohjelman automaattisesti laskemia. Tällöin työkalun käyttäjän ei tarvitsisi itse päättää mitään, eikä hänellä tarvitsisi olla hammaskehistä juuri mitään tietotaitoa. Käyttäjä vain syöttäisi ohjelmaan asiakkaan antamat lähtötiedot, ja ohjelma antaisi suoraan valmiin hammaskehän mitat. Tällöin ohjelman voisi antaa suoraan myyjän käytettäväksi, eikä tarjouspyyntöjä tarvitsisi välittää suunnittelun tehtäväksi. Kokeilemmpi suunnittelija taas voisi silti asettaa muuttujille haluamiaan arvoja, jolloin hän voisi muokata kehän suorituskyyä haluamaansa suuntaan ja vertailla tuloksia.

Työn lähtötilanteessa yksi tavoitteista oli vakioida mahdollisimman moni pyöräparin muuttujista yksiin tiettyihin arvoihin, joita käytettäisiin joka tilanteessa. Näin kehien suunnittelu yksinkertaistuisi, tuotevariaatioiden määrä vähenisi ja samoja kehiä voitaisiin käyttää useammassa tilanteessa. Hammaskehien eri toteutusratkaisuita vertaillessa huomattiin kuitenkin hyvin pian, että mitä useampi suorituskyyyn vaikuttava muuttuja vakioidaan yhteen tiettyyn arvoon, sitä vaikeampaa kehistä on tehdä kilpailukykyisiä. Tämän vuoksi päädyttiin toteuttamaan useimpien muuttujien tapauskohtainen automaattinen valinta tai laskenta optimaalisten arvojen saavuttamiseksi.

6.3 Vakioitavat muuttujat

Ensimmäiseksi suunnittelutyökaluun lisätään mahdollisuus muuttaa kaikkien kehän laskentaan liittyvien vakioiden arvoja. Tällöin kaikista Liitteen B kuvan punaisista vakioista tulee oransseja muuttujia, joiden arvoja voi helposti muuttaa, jos tietää mitä tekee. Peruskäyttäjän ei kuitenkaan niihin tarvitse koskea.

Liitteestä B nähdään, että suunnittelijan ammattitaidon on riitettävä päättämään keltaisten muuttujien arvot, ja jos kehän ominaisuuksia halutaan muokata tarkemmin, hänen tulisi tietää myös oranssien ja harmaiden muuttujien vaikutukset ja haasteet. Koska tavoitteena on yksinkertaistaa kehäkäyttöjen suunnitteluprosessia ja vähentää siinä tarvittavaa ammattitaitoa, pyritään muuttamaan mahdollisimman moni keltaisista muuttujista oransseiksi, jolloin ne ovat vakioita, ellei niitä muuteta, tai harmaiksi, jolloin oh-

jelma antaa niiden arvot automaattisesti muiden lähtötietojen perusteella. Lisäksi tiettyjä oransseja muuttujia pyritään muuttamaan harmaiksi, jotta ne saadaan muuttumaan lähtötietojen mukaan optimaaliseksi arvoiksi. Huomattavaa on kuitenkin, että kehän suunnittelija voi edelleenkin muuttaa kaikkia Kuvan 28 muuttujia tarpeen mukaan ja osaamisensa riittäessä, mutta tarkoituksena on, että tavallisissa tapauksissa niitä ei tarvitse muuttaa.

Kehän suunnittelun muuttujista vakioinnin kohteina ovat siis:

- Segmentin kiinnitystapa
- Kehän tehonlaskennan käyttökerroin
- Käyttöjen määrä
- Pyöräparin leveydet
- Pyöräparin profiilinsiirrot
- Kehän materiaali
- Moduuli
- Pinionin hammasluku
- Jousimallisen segmentin ja rummun välinen etäisyys
- Vaihteen koko ja tyyppi

Vakioitaessa kehäkäytön ominaisuuksia niille ei yritetäkään määrittää yhtä tarkkaa arvoa, joka sen kuuluisi aina olla, vaan niille määritetään riippuvuuksia ja rajoituksia parametrin suunnittelun periaatteiden mukaan. Esimerkiksi hammaskehän materiaali määräytyy siihen kohdistuvien voimien mukaan, ja materiaalin mukaan taas määräytyy hammastuksen moduuli, ja niin edelleen. Seuraavissa alaluvuissa esitellään muuttujien vakiointi.

6.4 Optimoitavat muuttujat

Jotta kaikille muuttujille saadaan määritettyä vakioitu arvo tai säännöt, joilla vakioidut arvot lasketaan, täytyy ensin päättää, miten arvot halutaan optimoida. Pää tavoitteena on kehäkäytön kustannusten minimoiminen, mutta samalla pyritään maksimoimaan kehäkäytön suorituskyky.

Vanhassa työkalussa profiilinsiirrot ja hammastusten leveydet jäivät täysin käyttäjän päätettäväksi. Uuteen työkaluun niiden optimaalinen valinta haluttiin automatisoida,

jotta käyttäjän ei tarvitse päättää niitä. Vanha työkalu mitoitti jo pulttiliitoksen sekä valitsi kehän hammasluvun automaattisesti, mutta näitä laskentoja haluttiin myös optimoida uuteen työkaluun. Seuraavissa luvuissa on esitelty, miten kukin muuttuja optimoidaan uudessa työkalussa.

6.4.1 Hammastusten leveyksien laskenta

Kuten luvussa 5.2.7 mainitaan, hammastuksen lujuus viimeistellään säätämällä hammastuksien leveydet riittävän suureksi. Vanha työkalu ei sisältänyt hammastuksen lujuuslaskentaa, joten kehän hammastuksen leveys jäi täysin käyttäjän päätettäväksi. Käytännössä tämä tehtiin hammastuksen laskentaohjelmassa KISSsoftissa kokeilemalla eri leveyden arvoja, kunnes päästiin riittävän suuriin lujuuden varmuuskertoimiin.

Koska uudessa ohjelmassa on mukana lujuuslaskenta, siihen voitiin lisätä myös hammastuksien leveyksien automaattinen säätö riittävän suureksi. Standardien ISO 6336-2 ja ISO 6336-3 lujuuslaskennan kaavoista saatiin johdettua kaava leveyksien minimiarvoille, joilla hammastuksen lujuus on riittävä. Työkalu hoitaa siis nyt myös leveyden mitoituksen automaattisesti. Ohjelma pyöristää oletuksena leveyden ylöspäin lähimpään 10 mm tarkkuuteen, mutta käyttäjä saa säätää tätäkin pyöristystarkkuutta. Tämän tarkoitus on, että hammaskehä ei suunniteltaisi leveydeltään millimetrin välein, vaan että samaa jo aikaisemmin suunniteltua hammaskehää voitaisiin myydä ja valmistaa useampaan eri käyttökohteeseen. Käyttäjä saa halutessaan myös itse päättää lujuuden varmuuskertoimet, joihin leveyden mitoituksella pyritään, mutta oletuksena ne ovat kohdeyrityksessä ennenkin käytetyt DIN 3990-11 -standardin mukaiset 1,4 tyvilujuudelle ja 1,0 pintalujuudelle.

6.4.2 Profiilinsiirtojen optimointi

Luvussa 5.2.6 keskusteltiin profiilinsiirtokertoimien vaikutuksesta hammaspyörien ja erityisesti hammaskehän suorituskykyyn. Profiilinsiirtoja voidaan käyttää siis hammaspyörien akselivälin, lujuusarvojen, liukumien ja ryntösuhteen säätämiseen sekä hammasmuodon ongelmien välttämiseen. Työkaluun lisättiin tavat optimoida profiilinsiirrot halutulla tavalla, ja tarkistuslaskut hammaskosketuksen ongelmien välttämiseksi. Ohjelma tarkistaa, että hammaskosketuksessa pinionin ja kehän hampaiden kylkien pituudet ja kärkien paksuudet ovat tarpeeksi suuret ja että ryntösuhde ja ominaisliukumien suuruudet pysyvät sallituissa rajoissa. Käyttäjä voi halutessaan määrittää ryntösuhteelle minimiarvon ja ominaisliukumien suuruuksille maksimiarvon, sekä kuinka lähelle hammasmuodon ongelmia ohjelma antaa profiilinsiirron arvojen mennä niitä optimoidessaan.

Tarkistukset ottavat joka tapauksessa hammaspyöröjen valmistustoleranssit huomioon ja laskevat, että hammaspyörät eivät törmää ongelmiin toleranssien epäedullisimmilla arvoillakaan.

Kolme tärkeintä pyöräparin suorituskyvyn mittaria, johon profiilinsiirrot vaikuttavat, ovat ominaisliukumat, lujuusarvot sekä ryntösuhde. Käyttäjä saa valita mikä, tai mitkä, näistä ominaisuuksista optimoidaan profiilinsiirtokertoimien määrittämisellä. Kaikkien näiden ominaisuuksien optimointi tapahtuu automaattisesti iteroimalla ja etsien parhaan tuloksen antavat profiilinsiirrot. Iteroinnissa voi kestää muutamia sekunteja, jos käytetään lujuusarvojen optimointeja, koska ohjelma joutuu käymään kaikki lujuuslaskelmat läpi joka profiilinsiirron arvoa verratessaan.

Liukuoptimointi tehdään ohjelmassa tasapainottamalla ominaisliukumat AGMA 901-A92: Annex A:n [1] mukaisesti. Ohjelma säättää profiilinsiirtokertoimien suhdetta siten, että ominaisliukumien suuruudet ovat täysin tasapainossa, tai niin lähellä tasapainoa kuin on mahdollista ilman, että törmätään hammasmuodon ongelmiin.

Lujuusarvojen teho-optimoinnissa ohjelma käy läpi mahdolliset profiilinsiirtokertoimien arvot ja etsii, millä arvoilla pyöräparin maksimiteho on suurin. Koska kohdeyrityksessä käytetään yleensä ADI-materiaalia, jonka pintalujuus on usein tyvilujuutta huomattavasti parempi, työkalu päättyy usein säättämään profiilinsiirtoja reilusti tyvilujuuden suuntaan, eli suuriin negatiivisiin kehän profiilinsiirtoihin. Kuten luvussa 5.2.6 todettiin, yleisillä hammaskehän muuttujien arvoilla usein suurin tyvilujuus saavutetaan jopa alle -2,0 kehän profiilinsiirtokertoimella, ja näihin arvoihin työkalun automaattinen profiilinsiirtojen teho-optimointikin päättyy. Eri materiaalien eri lujuusarvoilla ohjelma voi kuitenkin päätyä hyvinkin erilaisiin teho-optimoituihin profiilinsiirtoihin.

Koska myös ryntösuhde kasvaa profiilinsiirtokertoimien summan pienentyessä, ohjelman ryntösuhdeoptimointikin päättyy usein suuriin negatiivisiin profiilinsiirtoihin. Hammaskehien yleisillä muuttujien arvoilla ryntösuhdeoptimointi ja teho-optimointi päättyvät usein täsmälleen samoihin profiilinsiirtokertoimien arvoihin, koska ne molemmat yrittävät pudottaa profiilinsiirtokertoimien summan mahdollisimman alas ja törmäävät profiilinsiirron rajoihin, joiden ylittäminen aiheuttaisi hammasmuodon ongelmia.

Näitä kolmea optimointitapaa myös yhdisteltiin. Koska ominaisliukumat voi optimoida käytännössä millä vain profiilinsiirtokertoimien summan arvolla, se voidaan helposti yhdistää tehon tai ryntösuhteen optimointiin. Tällöin profiilinsiirtojen suhde pidetään sellaisena, että ominaisliukumat ovat tasapainossa, ja etsitään profiilinsiirtokertoimien summa, jolla saadaan paras teho tai ryntösuhde. Ohjelmaan lisättiin myös mahdollisuus optimoida yhtä aikaa teho ja ryntösuhde, jolloin ohjelma etsii profiilinsiirrot, joilla

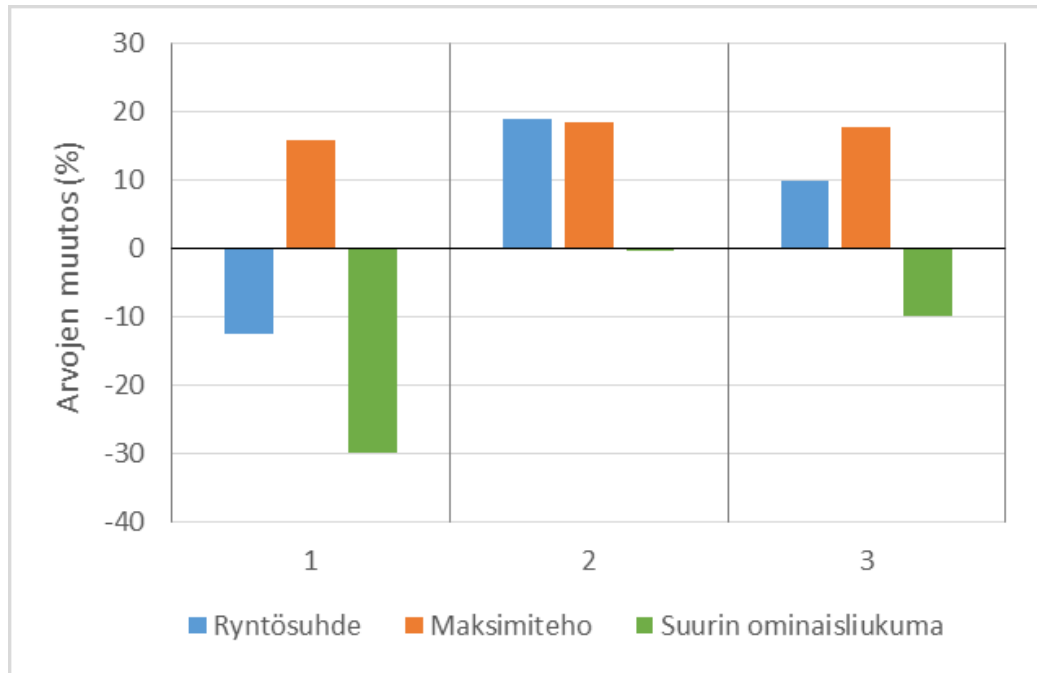
saadaan paras ryntösuhde, kun lujuudet pidetään yli vaadituissa varmuuskertoimissa. Jos lujuudet ovat alle vaadittujen varmuuskertoimien, tämä optimointi pyrkii vain kasvattamaan niitä, eli se toimii pelkän teho-optimoinnin tavoin. Kaikki kolme optimointitapaa yhdistettiin myös yhdeksi optimoinniksi, joka pyrkii maksimoimaan koko kehän suorituskyvyn. Tämä liuku-teho-ryntöoptimointi etsii suurimman mahdollisen ryntösuhteen, kun ominaisliukumat pidetään tasapainossa ja lujuusarvot pidetään yli vaadittujen varmuuskertoimien. Tässä optimoinnissa iteroidaan satoja laskentakierroksia, minkä johdosta siihen kuluu muutama sekunti aikaa.

Ohjelmaan tehtiin siis yhteensä 7 eri profiilinsiirtojen optimointitapaa:

- Liukuoptimointi,
- Teho-optimointi,
- Ryntöoptimointi,
- Liuku-teho-optimointi,
- Liuku-ryntöoptimointi,
- Teho-ryntöoptimointi, sekä
- Liuku-teho-ryntöoptimointi.

Lisäksi käyttäjä saa tietenkin itse halutessaan määrittää profiilinsiirtokertoimille haluamansa arvot. Käyttäjä voi myös missä tahansa optimointitavassa antaa kummalle tahansa profiilinsiirtokertoimelle haluamansa arvon, jolloin ohjelma muuttaa vain toista profiilinsiirtokerrointa. Kun käytetään liukuoptimointia yhdessä jonkin toisen optimointitavan kanssa, käyttäjä saa päättää, kuinka tarkasti ominaisliukumat laitetaan tasapainoon. Esimerkiksi jos sallitaan 10 % ero ominaisliukumien suuruuksien välille, voidaan päästä huomattavasti parempaan maksimitehoon tai ryntösuhteeseen.

Kuvassa 29 esitetään erään hammaskehän suorituskyvyn tulokset eri työkalun profiilinsiirto-optimointitavoilla verrattuna siihen, ettei käytettäisi mitään profiilinsiirtokertoimia. Kaikki muut hammastuksen muuttajat pidettiin samana.



Kuva 29. Kehän suorituskyvyn tulosten muuttuminen kolmella eri profiilinsiirron optimointitavalla.

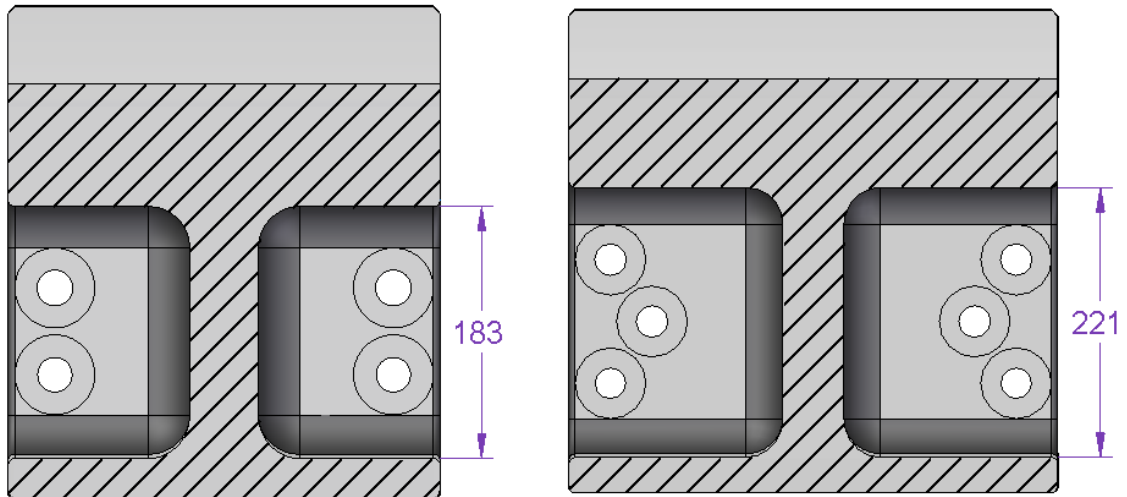
Kuvassa 29 ryntösuhteen muutos on taas suhteutettu minimiarvoonsa 1,4 nähden, eikä nollaan nähden, jotta ryntösuhteen merkitys korostuu todenmukaisemmin. Kuvassa on taas huomioitava, että ominaisliukumien muutokset ovat sitä paremmat, mitä pienemmät ne ovat, eli negatiivinen muutos on hyvä asia. Kuvassa optimointitapa 1 on suoraan työkalun tekemä liuku-teho-ryntöoptimointi. Suurin ominaisliukuma tippui jopa 30 % ja maksimiteho kasvoi 15 %, mutta ryntösuhde tippui noin 12 %, koska kuten luvussa 5.2.6 todettiin, liukuoptimointi laskee käytännössä aina ryntösuhdetta, kun pinionin profiilinsiirto kasvaa. Jos ryntösuhteen ei haluta laskevan, voidaan käyttää optimointitapaa 2, jossa käytettiin työkalun teho-ryntö-optimointia ja rajoitettiin ominaisliukumien siten, etteivät ne kasva profiilinsiirrottomasta kehästä. Näin saatiin teho kasvamaan 19 % ja ryntösuhde kasvamaan 18 % ilman liukumien kasvamista. Lopuksi kokeiltiin etsiä optimointitapaa, jolla kaikki suorituskyvyn tulokset kasvavat profiilinsiirrottomasta kehään verrattuna. Tämä löydettiin teho-ryntö-optimoinnilla pienentämällä suurinta sallittavaa ominaisliukumaa, kunnes päästiin sopivaan tasapainoon. Tällä kolmannella optimointitavalla saatiinkin parannettua ryntösuhdetta ja ominaisliukumia noin 10 % sekä tehoa 18 %. Profiilinsiirtojen optimoinnilla päästään siis huomattavasti parempaan suorituskyvyn kuin ilman profiilinsiirtoja, mutta ennen optimointia on päätettävä, mitkä kehän suorituskyvyn ominaisuudet ovat tärkeimpiä. Tällä hetkellä työkalu tekee optimoinnin oletusarvoisesti liuku-teho-ryntö-optimoinnilla.

Kuten jo luvussa 3.2 mainittiin, suuri osa kohdeyhteyksien toimituksista on korvaavia tuotteita vanhoille jo käytössä olleille tuotteille. Tämä pätee myös hammaskehille, jolloin vähintään akseliväli on oltava sama kuin vanhassa pyöräparissa. Profiilinsiirtokertoimilla voidaan säätää akseliväli sopivaksi, minkä vuoksi työkaluun lisättiin myös mahdollisuus syöttää tietty akseliväli, johon sopivat profiilinsiirrot ohjelma laskee. Koska profiilinsiirtokertoimien nostaminen nostaa hammaspyörien halkaisijoita, tietty akseliväli saavutetaan aina vain yhdellä tietyllä profiilinsiirtokertoimien summalla. Tällöin profiilinsiirtokertoimien summaa ei saa muuttaa, ja profiilinsiirroilla voi optimoida vain yhden aiemmin mainituista kolmesta suorituskyvyn mittarista. Jos lisäksi käyttäjä määrittää jommallekummalle profiilinsiirtokertoimelle haluamansa arvon, toisen profiilinsiirtokertoimen on oltava tietty arvo, jolla päästään mahdollisimman lähelle haluttua akseliväliä. Tällöin profiilinsiirtoja ei voi optimoida lainkaan.

6.4.3 Pulttiliitoksen vaatiman tilan minimointi

Vanhassakin työkalussa varmistettiin segmentin päädyn pulttiliitoksen kestävyys jakamalla hammastuksesta aiheutuvat tangentiaalivoimat pulttien määrällä ja yhden pultin tuottamalla esikiristysvoimalla. Kohdeyhteyksessä on pyritty pitämään näin saatava pulttiliitoksen varmuuskerroin vähintään arvossa 4,0. Jos varmuuskerroin on liian pieni, täytyy pulttien määrää tai kokoa kasvattaa. Vanha työkalu valitsi pulttien määrän ja koon suoraan kehän leveyden perusteella. Tämä johti joskus paljon haluttua suurempiin varmuuskertoimiin. Uuteen työkaluun listattiin pulttiliitoksen toteutusvaihtoehdot nousevassa varmuuskertoimen järjestyksessä, ja ohjelma valitsee niistä ensimmäisen, jonka varmuus on riittävä. Tarvittavaa suurempaa varmuuskerrointa ei kannata pulttiliitokselle antaa, koska mitä enemmän tai suurempia pultteja liitoksessa on, sitä enemmän ne myös vievät tilaa ja vaativat korkeamman segmentin, jolloin myös segmentin massa ja hinta nousevat ja kehän hammaslukua voi joutua nostamaan.

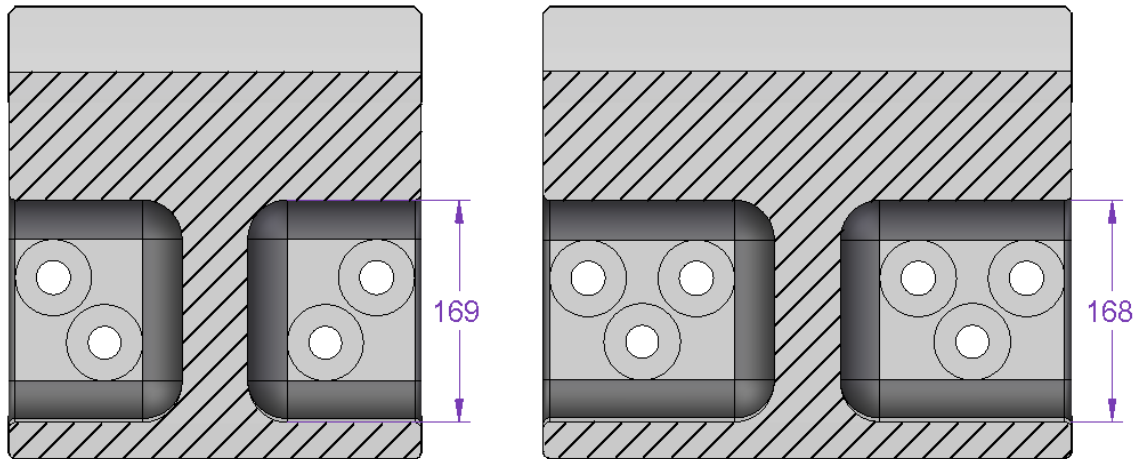
Pulttien vaatima tila rajoittaa segmentin minimikorkeutta, minkä seurauksena se vaikuttaa myös mahdollisiin hammaslukuvaihtoehtoihin. Siispä pulttien vaatima tila kannattaa minimoida sijoittelemalla pultit siten, että ne vievät mahdollisimman vähän tilaa pystysuunnassa. Vanha työkalu sijoitteli pultit aina samalla lailla. Jos pultteja oli kaksi, työkalu laittoi ne suoraan päällekkäin, ja jos pultteja oli kolme, keskimäinen pultti laitettiin niiden väliin hieman niiden viereen, kuten Kuvassa 30 havainnollistetaan.



Kuva 30. Vanhan työkalun segmentin päädyn sijoittamat pultit.

Kuvassa 30 ovat kaksi jousimallista segmenttiä, jotka on leikattu segmentin päädyn sisäpinnan suuntaisesti. Kuvassa mustalla on värjätty pulttiliitoksia ympäröivät pyöristykset. Näissä esimerkeissä oletettiin havainnollistamisen helpottamisen vuoksi, että pulttien reikiä ympäröivät tasaukset eivät saa mennä ollenkaan pyöristysten päälle, vaikka ne todellisuudessa usein hieman menevätkin. Vasemmanpuoleisessa segmentissä on kaksi pulttia segmentin päädyssä uuman molemmin puolin, ja oikeanpuoleisessa kolme.

Pulttiliitoksen viemää pystysuuntaista tilaa saadaan kuitenkin pienennettyä hyödyntämällä kaikki segmentin päädyn sivusuuntainen tila. Uusi työkalu laskee automaattisesti pulteille optimaaliset paikat, ja pyrkii aina laittamaan pultit mahdollisimman paljon vierekkäin, eikä suoraan päällekkäin. Näin saadaan segmentin rakenteesta ylimääräinen korkeus pois, ja segmentistä tulee kevyempi ja halvempi. Kuvassa 31 ovat samat Kuvan 30 pulttiliitokset uuden työkalun mitoittamina.



Kuva 31. Uuden työkalun segmentin päätyyn sijoittelemat pultit.

Vertaamalla Kuvia 30 ja 31 nähdään, että uuden työkalun mitoittamasta segmentistä saatiin huomattavasti matalampi, etenkin kun pulttiliitoksessa on kolme pulttia uuman molemmin puolin. Tästä saavutettava hyöty riippuu kuitenkin siitä, kuinka paljon segmentin päädyssä on ylimääräistä leveyttä, joka voidaan käyttää hyödyksi. Kuvassa 31 tämä matalampi pulttiliitos käytettiin hyödyksi nostamalla jousimallisen segmentin sisähalkaisijaa, jolloin koko segmenttikin madaltui ja halventui. Pulttiliitoksen madaltamisesta ei kuitenkaan ole juuri hyötyä, jos segmenttiä ei saada madallettua sen mukana.

Työkaluun lisättiin siksi myös eri segmenttityypeille tavat saada pulttiliitoksen tilan minimoinnin jälkeen kaikki ylimääräinen korkeus segmentin päädyssä pois. Jousimallisella segmentillä tämä on helppoa, koska kehän sisähalkaisijaa saa muuttaa vapaasti. Jousimallisissa sisähalkaisija vaikuttaa vain kehän ja rummun väliin jäävän raon suuruuteen, joka saa vaihdella vapaasti välillä 200–500 mm. Työkalu siis laskee aina automaattisesti jousimalliselle kehälle sisähalkaisijan, jolla segmentin päätyyn ei jää yhtään turhaa tilaa. T- ja L-mallisilla kehillä pulttiliitoksesta ei saada tyhjää tilaa pois muuten kuin säätämällä kehän profiilinsiirtoa. Työkalu laskee näillekin segmenttityypeille aina profiilinsiirtokertoimien arvot, joilla tyhjä tila saataisiin poistettua, mutta se ei käytä niitä kuin käyttäjän pyynnöstä. Tämä johtuu siitä, että kuten luvussa 5.2.6 todettiin, profiilinsiirrot vaikuttavat hyvin merkittävästi pyöräparin suorituskykyyn, eikä niitä usein kannata turhaan säätää, etenkin luvussa 6.4.2 optimoiduista profiilinsiirron arvoista poispäin.

6.4.4 Hammasluvun laskenta minimoiden segmenttien määrä

Työkalussa oli jo valmiina osio, joka laski hammaskehälle sopivan hammasluvun ja segmenttien määrän halutulla halkaisijalla. Osio ei kuitenkaan ottanut huomioon kehän

profiilinsiirtoja, minkä seurauksena se johti välillä liian suuriin tai pieniin hammaslukuihin. Osio myös laski vain yhden hammaslukuehdotuksen jokaiselle segmenttien määrälle.

Uuteen työkaluun tämä osio korvattiin kokonaan. Uudessa osiossa hammasluvun laskennassa on mukana kehän profiilinsiirtokerroin, ja osio listaa kaikki mahdolliset kehän hammasluvun toteutusvaihtoehdot välillä 5–20 segmenttiä, joissa on 10–40 hammasta. Ohjelma lähtee käymään läpi tätä listaa pienimmästä segmenttien ja hampaiden lukumäärästä isoimpaan, ja valitsee ensimmäisen vastaan tulevan sopivan hammasluvun ja segmenttien määrän. Tällöin saadaan valittua aina pienin mahdollinen segmenttien määrä, mikä on myös käytännössä aina halvin toteutusratkaisu, kuten luvussa 5.2.9 todettiin.

6.5 Automaattinen suunnittelu ja toteutusratkaisuiden vertailu

Työkaluun lisättiin valinta, jota käyttämällä koko kehän suunnittelu tehdään automaattisesti ilman käyttäjän ohjausta. Tällöin ohjelma valitsee käyttökohteeseen sopivan segmenttityypin ja tehon laskennan käyttökertoimen automaattisesti. Ohjelma etsii parhaat hammasluvut, leveydet, moduulin, kehän materiaalin, profiilinsiirrot sekä segmenttien määrän, joilla saadaan halvin kehä tai kehäkäytön kokonaisuus, kuten myöhemmin luvussa 6.7 kerrotaan. Näitä muuttujia ei siis ole suoranaisesti vakioitu, mutta niiden arvot kuitenkin voi valita ohjelmalla automaattisesti. Vaikka käyttäjä haluaisi koko kehän suunniteltavan automaattisesti, hän saa kuitenkin silti tarvittaessa antaa lisävaatimuksia kehän mitoille, suorituskyvylle tai sen suunnittelutavalle. Esimerkiksi käyttäjä voi määrittää haluavansa kehän moduulin olevan täsmälleen 36, jolloin työkalu etsii sille moduulille halvimman toteutusratkaisun.

Lisäksi työkalussa haluttiin helpottaa eri ratkaisuiden vertailua. Tämä toteutettiin lisäämällä ohjelmaan nappi, joka laskee useille eri kehän toteutusratkaisuille hinnat ja laittaa ne muistiin, ja lopuksi valitsee ja esittelee käyttäjälle niistä halvimman. Ohjelma vertailee kehän hintoja eri moduulin ja hammaslukujen arvoilla. Oletuksena ohjelma käyttää vahvempaa ADI-materiaalia, mutta jos vertailun tuloksena saatu kehä on hyvin kapea, ohjelma kokeilee, saataisiinko GJS-800-materiaalilla halvempi kehä. ADI-materiaalin lujuusarvot ovat niin paljon GJS-800:aa parempia, että ADI:sta valmistetut kehät ovat käytännössä aina halvempia, jos kehän leveys pysyy yli 200 mm. Kun hammastuksen lujuuden tarvittava leveys tippuu alle 200 mm, kehää ei voi kuitenkaan enää juuri kaaventaa segmentin rakenteen tilarajoitteiden vuoksi. Tällöin ADI-materiaalilla kehästä tulee lujuuden puolesta ylimitoitettu, ja mitä enemmän ylimitoitettu ADI-kehä on, sitä

enemmän sen hinta nousee GJS-800-kehiin verrattuna. Siispä GJS-800-kehät voivat olla pienillä tehoilla ADI-kehiä halvempia, mutta eivät käytännössä muulloin. Jos ADI:lla saatu halvin kehä taas on hyvin leveä, ohjelma kokeilee, saataisiinko kehäkäytöstä halvempi lisäämällä toinen pinioni ja vaihde moottoreineen pyörittämään kehää.

6.6 Vakioidut muuttujien arvot

Suunnittelutyökalun kehityksen tuloksena saatiin siis kaikki käyttäjän päätettäväksi jääneet kehän muuttujien arvot joko vakioitua, tai niiden laskenta tai valitseminen on automatisoitu. Näin käyttäjältä vaadittava kokemuksen määrä saatiin minimoitua. Ammattitaitoinen ohjelman käyttäjä saa kuitenkin päättää minkä tahansa muuttujan arvon itse, mikä mahdollistaa tarkemman räätälöinnin tai vertailun.

Liitteessä C esitetään hammaskehän suunnittelun muuttujien parametrikaavio muuttujien vakioinnin ja optimoinnin jälkeen. Luvussa 6.3 listattujen tavoitteiden mukaisesti kaikki punaiset muuttujat saatiin vaihdettua oransseiksi, eli niidenkin arvoja saa halutessaan muuttaa; kaikki keltaiset muuttujat muutettiin joko harmaiksi, jolloin työkalu laskee niille optimaaliset arvot, tai oransseiksi, jolloin ne pidetään vakiona, ellei niitä erikseen muuteta; ja osa oransseista muuttujista muutettiin harmaiksi muuttujiksi, jolloin ohjelma laskee niiden vanhojen, yleensä vakiona pidettyjen arvojen tilalle optimaalisemmat arvot.

Lopputuloksena työkalu siis laskee Luvussa 6.4 esitetysti optimoidut profiilinsiirtokertoimet, riittävät hampaiden leveydet, pienimmän mahdollisen segmenttien määrän, sekä minimoi pultiliitoksen vaatiman tilan segmentin päädyssä. Ohjelma valitsee moduulin, hammasluvut sekä kehän materiaalin sen perusteella, miten saadaan halvin kehä tai kehäkäytön kokonaisuus aikaan. Ryntökulma, pinionin hammasluku ja pinionien määrä pidetään lähtökohtaisesti vakiona, mutta ohjelma ehdottaa niihin tarvittaessa muutosta. Ryntökulma pidetään lähtökohtaisesti mahdollisimman suuressa arvossa 25° , jotta tehonsiirtokyky saadaan maksimoitua. Pinionin hammasluku on oletuksena kohdeyrityksessä pidetty minimiarvo 19, jotta välityssuhde saadaan mahdollisimman suureksi. Jos vaaditaan erityisen hyvää ryntösuhdetta, eikä siihen päästä profiilinsiirtoja säätämällä, ohjelma ehdottaa joko ryntökulman pienentämistä tai pinionin hammasluvun nostamista. Kehän materiaali on lähtökohtaisesti ADI-1050, mutta jos kehästä tulisi tällä materiaalilla hyvin kapea, ohjelma kokeilee, saataisiinko GJS-800 -materiaalilla halvempi kokonaisuus. Pinioneita ja niitä pyörittäviä vaihteita oletetaan aluksi olevan yksi kappale molempia, mutta jos kehän leveys kasvaisi liikaa, ohjelma ehdottaa pinionien ja siten myös vaihteiden määrän nostamista kahteen.

6.7 Muiden kehäkäytön komponenttien valinta ja kustannusarvio

Luvussa 5.3 lueteltiin muita kehäkäytön komponentteja, joiden hintaan pyöräparin ominaisuudet myös vaikuttavat. Työkaluun lisättiin mahdollisuus valita, mitkä kehäkäytön komponentit halutaan ohjelman valitsevan automaattisesti kehäkäyttöön sopivaksi, ja ottamaan niiden kustannukset huomioon kehää suunniteltaessa. Ohjelma ei siis enää pyri suunnittelemaan mahdollisimman halpaa kehää, vaan mahdollisimman halvan kehäkäytön kokonaisuuden. Lisäksi käyttäjän ei itse tarvitse valita kaikkia kehäkäyttöön sopivia komponentteja, kuten vaihdetta ja apukäyttöä. Kuvassa 32 on esitetty muut komponentit, jotka ohjelma voi valita automaattisesti ja joiden kustannusarviot se voi ottaa huomioon kehää suunniteltaessa.

Valitse muut komponentit, joiden hinta otetaan huomioon kehän suunnittelussa

Kehän mitat vaikuttavat merkittävästi muidenkin kehäkäytön komponenttien hintaan.

Valitse ne komponentit, joiden hinta arvioidaan ja otetaan huomioon kehän mittoja valitessa.

Komponentit

☒ **Pinioni**

☒ **Suoja**

Tiivisteiden suunta

☒ Pysty ☐ Vaakataso

☒ **Päävaihte**

Vaihteen tyyppi

☒ Lieriövaihte ☐ Kartiovaihte

Pinionin kiinnitys vaihteeseen

☒ Ohjelma valitsee ☐ Tappivaihte ☐ Pinioni toisiolla ☐ Kytkimellä

☒ **Voitelujärjestelmä**

Voitelun tyyppi

☒ Tiputusvoitelu ☐ Roiskevoitelu

☐ **Päävaihteen moottori**

☒ Jarru

☒ Kytkin

☒ **Apukäyttö**

Apuvaihteen tyyppi

☐ Lieriövaihte ☒ Kartiovaihte

☒ Backstop

☒ Apukäytön moottori

Apukäytön moottorin tyyppi

☒ Diesel ☐ Sähkö

☐ Sisältäen aggregaatin

Peruuta OK

Reset

Kuva 32. Työkalu voi automattisesti valita nämä komponentit kehäkäyttöön sopivaksi ja ottaa niiden kustannusarviot huomioon kehää suunniteltaessa.

Työkaluun lisättiin myös kohdeyrityksessä käytetty hammaspyörän kustannusarviolas-kenta, jota käytetään tässä tapauksessa laskemaan pinionille kustannusarvio. Tämäkin kustannusarvio lasketaan pinionin materiaalin massasta ja koneistusajoista.

Ohjelma valitsee kehäkäyttöön sopivan vaihteen kohdeyrityksen vaihdekatalogista tarvittavan välityssuhteen ja tehon perusteella, sekä laskee sille kustannusarvion kilohinnan perusteella. Mikäli käyttäjä ei itse halua valita vaihteen tyyppiä ja pinionin kiinnitystapaa, työkalu valitsee nekin automaattisesti. Oletuksena työkalu valitsee lieriömallisen vaihteen, ja käyttää tappivaihdetta, jos pinioni on liian leveä tai toisioakselin päähän kohdistuvat voimat olisivat liian suuria pinionin asentamiseksi toisioakselille. Todellisuudessa vaihteen hinnat vaihtelevat suuresti lisävarusteista, tyypistä ja kiinnitystavasta riippuen, mutta kustannusarvio riittää ottamaan huomioon pyöräparin vaikutuksen vaihteen hintaan. Ohjelma voi valita myös automaattisesti kehäkäytölle sopivan apukäytön ja laskea sille kustannusarvion samalla tavalla, mutta kuten luvussa 5.3 todettiin, pyöräparin ominaisuudet eivät vaikuta apukäytön valintaan. Tämä ominaisuus siis vain valitsee apukäytön käyttäjän puolesta ja laskee sille kustannusarvion, jotta sen hinta saadaan kehäkäytön kokonaiskustannusarvioon mukaan.

Kehän suojan kustannusarvio lasketaan laskemalla suojan pinta-alalle arvio kehän mittojen perusteella. Toimitettujen kehän suojien ja niiden hintojen perusteella laskettiin pinta-alahinta-arvio suojalle, jolla lasketaan kustannusarvio tähän kehään sopivalle suojalle. Tämäkään kustannusarvio ei siis ole kovin tarkka, mutta sekin toimii ottamaan huomioon kehän vaikutuksen suojan hintaan.

Loppujen komponenttien hinnat lasketaan aikaisemmin toimitettujen vastaavien komponenttien hintojen perusteella. Todellisuudessa kuitenkin samankin komponentin hinta voi vaihdella tapauskohtaisesti. Moottorin, apukäytön aggregaatin, jarrujen, kytkinten ja voitelujärjestelmän valinta ja kustannusten laskeminen eivät tällä hetkellä ole työkalussa käytössä, koska komponenttilistat ja niiden hinnat olivat vanhentuneet ja vaihtelevat liikaa.

6.8 Tuoteperheen muodostus ja käyttö

Ohjelmalla voi myös muodostaa tuoteperheen, josta sitten myöhemmin voidaan valita aina kuhunkin tilanteeseen sopivin kehäratkaisu. Tuoteperheen voi muodostaa joko automaattisesti yhdellä kertaa käyttäjän antamien parametrien mukaan tai tallentamalla hyväksi todettuja kehäratkaisuja yksi kerrallaan sen jälkeen, kun ne on tällä ohjelmalla suunniteltu. Tallentamalla kehäratkaisut työkaluun sitä mukaa kun niitä on valmistettu, voidaan uuden tarjouspyynnön tullessa nopeasti tarkistaa, onko jokin jo valmistettu

kehä tähän tilanteeseen sopiva. Tällöin sen valmistuksessa voidaan hyödyntää jo olemassa olevia valumallia ja koneistusohjelmia, jotka muuten täytyisi tehdä jokaiselle erillaiselle kehälle erikseen.

Kuten jo Luvussa 1 mainittiin, hammaskehä on asiakaskohtaisesti räätälöitävä tuote, jonka mitat ja tehovaatimukset vaihtelevat hyvin paljon. Jotta kaikkiin näihin vaatimuksiin pystyttäisiin vastaamaan valitsemalla kehä tuoteperheestä, tuoteperheen olisi oltava valtavan suuri.

Suurimmaksi ongelmaksi muodostuu kehän halkaisijan vakioiminen tuoteperheeseen tietyiksi arvoiksi, sillä asiakkaiden rumpujen halkaisijat eivät ole vakioituja mihinkään tiettyihin arvoihin. Koska kiinteää kehää ei voi laittaa suuremman rummun päälle kuin mihin se on suunniteltu, käytännössä kaikki kehät olisivat enemmän tai vähemmän liian suuria asiakkaan rummun päälle, jolloin segmentistä on tehtävä korkeampi ja sen massa ja hinta kasvavat. Tällöin tuoteperheessä täytyisi olla hyvin monta jäsentä eri halkaisijoilla, jotta joka tilanteeseen löytyisi kehä, joka ei ole aivan liian iso. Jousimallisella segmentillä tähän auttaa se, että myös kehän sisähalkaisijaa saa muuttaa vapaasti tietyllä välillä. Jousimallisen segmentin ja rummun väliin jäävä tila saa olla mitä vain väliltä 200–500 mm, jolloin kehän halkaisijan valitsemisessa on enemmän pelivaraa, ja tuoteperhe on helpompaa toteuttaa.

Ohjelmaan tehtiin valmiiksi alustava tuoteperhe erikseen sekä jousi-, T- että L-mallisille segmenttikehille. Tuoteperheen laajuudeksi valittiin 3500–5500 mm halkaisijaiset rummut, joiden maksimitehot ovat välillä 100–500 kW. Tämä valinta tehtiin kaikkien kohdeyrityksessä viimeisen seitsemän vuoden aikana myytyjen hammaskehien mittojen perusteella. Ohjelma muodosti tämän tuoteperheen automaattisesti vaihtelemalla lähtötietoja näillä halkaisija- ja tehovälillä, ja etsimällä halvimman ratkaisun kuhunkin tilanteeseen vaihtelemalla moduulia, hammaslukua ja materiaalia. Lisäksi ohjelma laski erikseen halvimmat toteutusratkaisut kullekin tilanteelle, kun ensin pelkän hammaskehän hinta otetaan huomioon, ja sen jälkeen, kun koko kehäkäytön hinta-arvio otetaan huomioon. Koska kehä vaikuttaa merkittävästi muiden komponenttien hintaan, nämä ratkaisut eivät olleet lähes ikinä samat, ja tämä lähes kaksinkertaisti tuoteperheen koon.

Tähän alustavaan tuoteperheeseen tulikin lopulta jopa 170 jäsentä. Tämä kuulostaa olevan aivan liikaa, jotta tuoteperhe pysyisi kannattavana, mutta kun tätä alkaa jakamaan osiinsa, se vaikuttaa järkevämältä. Ohjelma siis teki joka segmenttityypille omat tuoteperheen osat, ja laski aina halvimman ratkaisun sekä pelkälle kehälle että koko kehäkäytölle. Yhdelle segmenttityypille jäi siis keskimäärin 57 jäsentä, ja näistä

keskimäärin 35 ratkaisua otti huomioon pelkän kehän. Yhdentyypisillä kehillä nämä 35 tuoteperheen jäsentä siis kattavat rumpujen halkaisijavälin 3500–5500 mm ja tehovälin 100–500 kW.

Tämän tuoteperheen ei siis ole tarkoitus olla kaikki tilanteet kattava valikoima, joita tulisi olla valmiina varastossa odottamassa tilausta ja joka lopettaisi tarpeen uusien kehien suunnittelulle. Ennemmin sen on tarkoitus olla suuntaa antava, josta suunnittelija voi ottaa suunnittelun pohjaksi sopivimman ratkaisun tai myyjä voi antaa asiakkaalle karkean kustannusarvion saman kokoluokan kehän hinnan perusteella. Näitä molempia tilanteita varten tähän työkaluun lisättiin myös toiminnot, jolla ne onnistuvat helposti nappia painamalla.

6.9 Työkalun helppokäyttöisyys

Työkalun käyttämistä ja kehän suunnittelua on pyritty ohjeistamaan mahdollisimman tarkasti, jotta työkalua voi käyttää myös henkilö, jolla ei ole aikaisempaa kokemusta hammaskehistä. Kehän mittoja ja ominaisuuksia selitetään riittävän tarkasti, jotta käyttäjä osaa niitä halutessaan muuttaa. Mikäli kehän mitoilla on joitakin ohje- tai raja-arvoja, ne selitetään sen vieressä. Jos jollakin muuttujalla on vain tietyt arvot, jotka sen soluun saa syöttää, solussa on pudotusvalikko, josta käyttäjä voi valita haluamansa arvon. Automaattisesti osia suunnittelusta tekevät napit tulee selittää niin hyvin, että käyttäjä tietää varmasti mitä on tekemässä. Excelissä ei nimittäin voi painaa Kumoa-nappia enää sen jälkeen, kun jokin VBA:lla koodattu makrokomento on suoritettu eli kun mitä tahansa välilehdille lisätyistä napeista painetaan.

Kirjallisen ohjeistuksen lisäksi työkalun käyttöliittymän pitäisi olla selkeä ja yksiselitteinen. Ote työkalun käyttöliittymästä on esitetty Liitteessä D. Välilehden vasemmasta laidasta liikkeelle lähdettäessä ensin kerrotaan muuttujan nimi, lyhenne, yksikkö ja nykyinen arvo. Tämän jälkeen tulee kenttä, johon käyttäjä voi halutessaan täyttää jonkin tietyn arvon. Tämän kentän vieressä selitetään tarvittaessa lisätietoa muuttujasta, sen raja-arvoista ja suositelluista arvoista. Näiden oikealla puolella on ohjelman laskemia tarkistuksia kehälle ja sen suorituskyvylle. Napit, jotka tekevät asioita automaattisesti on sijoitettu lähelle muuttujia, joihin ne liittyvät. Osa työkalun käyttöliittymästä on esitetty Kuvassa 33, jossa näkyvän muuttujaa selittävän kommenttikentän saa halutessaan näkyviin siirtämällä hiiren osoittimen kunkin muuttujan vieressä olevan + -merkin kohdalle.

Kiinnitystapa			Jousimalli		+	
Kehän materiaali			ADI		+	
Moduuli	m	mm	32		+	
Ryntökulma	α	°	25		+	
Pinionin hammasluku	z1		19		+	
Kehän hammasluku	z2		180	180		
Kehän ulkohalkaisija	do2	mm	5697,54			
Kehän sisähalkaisija	di2	mm	4679,00	4679		
Segmenttien määrä	n		10		+	
Ainevahvuus		mm	60		+	

Ryntökulma:
Mitä isompi ryntökulma, sitä lujempi hammas on, mutta sitä huonompi käynti. Oletuksena ryntökulma on 25 astetta. Jos 25 asteen ryntökulmalla ei saada tarpeeksi hyvää käyntiä, sitä kannattaa pienentää.

Kuva 33. Suunnittelun muuttujia selitetään ja niiden ohjeavot kerrotaan solujen kommenttikentissä.

Kentät ovat värikoodattuja: vaalean vihreät kentät ovat lähtötietoja, joihin pitää aina syöttää jokin arvo; tumman vihreät kentät ovat lähtötietoja, joille on aina valittava pudotusvalikosta yksi vaihtoehto; muuttujien nykyiset arvot ovat vaalean punaisia ja niitä ei saa muokata; keltaiseen kenttään käyttäjä saa halutessaan syöttää arvon sille muuttujalle; ja tumman keltaisessa kentässä käyttäjä saa halutessaan valita muuttujalle arvon pudotusvalikossa olevista vaihtoehdoista. Tarkistus kentät ovat kirkkaan vihreitä, jos tarkistettavassa arvossa ei ole huomautettavaa; oransseja, jos arvosta varoitetaan; ja kirkkaan punaisia, jos arvossa on jotain vialla.

Tietojen täyttämisen tulee tapahtua loogisesti ylhäältä alaspäin, ja turhaa hyppimistä takaisin välilehden ylälaitaan tulisi välttää. Työkalu piilottaa automaattisesti tietoja, joita käyttäjä ei ole ilmoittanut haluavansa käyttää, mikä selventää käyttöliittymää huomattavasti. Jos käyttäjä haluaa, että kehä suunnitellaan täysin automaattisesti, kaikki kehän suunnitteluun liittyvät tiedot piilotetaan, ja jäljelle jäävät vain käyttäjän syöttämät pakolliset lähtötiedot ja suunnittelun tuloksena syntynyt kehäkäyttö, sen suorituskyyky ja hinnat.

Laskentaan liittyvät lisätiedot, kuten materiaaliarvot ja toleranssit ovat siirrettynä työkalussa syrjään, ja työkalussa on paljon piilotettuja välilehtiä, joilla eri osia laskennasta tehdään, kuten vaihteiden tehotaulukot, toleranssitaulukot, kehän massan laskenta jne. Niitä voi myös muokata tarpeen mukaan, mutta ne ovat piilotettuna ja salasanalla suojattuja, jotta peruskäyttäjä ei vahingossa muokkaa niitä. Koska työkalu sijaitsee yrityksen verkkolevyllä, johon kuka vain työntekijä pääsee käsiksi, ohjelmasta on myös varmuuden vuoksi olemassa useita varmuuskopioita eri tiedostosijainneissa.

7. YHTEENVETO

Hammaskehäkäyttö on suuri tuotekokonaisuus, jonka toimituskokonaisuus ja asiakasvaatimukset vaihtelevat tilauksesta toiseen. Hammaskehäkäytön suunnittelussa esiintyy suuri määrä muuttujia, jotka kohdeyrityksessä jäivät suunnittelijan päätettäväksi kokemuksensa perusteella, minkä vuoksi niitä pohdittiin joka kerta uudestaan suunnittelu-prosessin alkaessa. Tämän työn tavoite oli vähentää näiden suunnittelun epäselvien muuttujien määrää, nopeuttaa kehäkäytön suunnittelua, ja saada kehäkäytön kustannuksia pienennettyä. Koska hammaskehäkäytön suunnitteluprosessi alkaa hammaskehän ja pinionin suunnittelusta, ja kaikki muut komponentit määräytyvät niiden mittojen perusteella, työssä keskityttiin eniten niiden suunnittelun kehittämiseen. Näiden tavoitteiden saavuttamiseksi työlle valittiin kolme tutkimusongelmaa: hammaskehäkäytön kokonaisuuden ja komponenttien kuvaus; pyöräparin muuttujien tarkastelu ja vakiointi; sekä kohdeyrityksessä jo käytössä olleen hammaskehien suunnittelutyökalun eteenpäin kehittäminen. Seuraavaksi kerrataan lyhyesti, kuinka näihin tutkimusongelmiin vastattiin.

Työn tuloksena syntyi Luvun 3 kattava kuvaus hammaskehäkäyttöjen kokonaisuudesta ja sen erillisistä komponenteista. Tätä kuvausta voidaan käyttää kohdeyrityksessä mainosmateriaalina, tai koulutusmateriaalina uusille suunnittelijoille ja myyjille helpottamaan tämän suuren tuotekokonaisuuden hahmottamista. Luvussa 5 esiteltiin pyöräparin suorituskyvyn tärkeimmät ominaisuudet, ja niihin vaikuttavat pyöräparin fyysiset ominaisuudet. Tämä auttaa suunnittelijaa valitsemaan suorituskyvyn kannalta suotuisat pyöräparin muuttujien arvot ja antoi pohjan muuttujien vakioinnille. Erityisesti huomiota kiinnitettiin pyöräparin profiilinsiirtokertoimien valintaan, koska profiilinsiirrot vaikuttavat pyöräparin suorituskyvyn hyvin merkittävästi. Lisäksi luvussa 5.3 lueteltiin muut kehäkäytön komponentit, joihin pyöräparin mitat vaikuttavat. Tätä vaikutusta ei ennen otettu kohdeyrityksessä huomioon hammaskehiä suunnitellessa, mikä saattoi johtaa huomattavasti kalliimpaan kehäkäytön kokonaisuuteen.

Luku 6 keskittyi kohdeyrityksen Microsoft Excel -pohjaisen hammaskehien parametrisen suunnittelutyökalun kehittämiseen. Työkaluun lisättiin työn aikana hyvin paljon uusia ominaisuuksia, ja pyöräparin suunnittelua automatisoitiin entistä pidemmälle. Työkaluun lisättiin pyöräparin suorituskyvyn laskenta kansainvälisten standardien mukaisesti, sekä segmentin massan arviointi sen mittojen perusteella. Tämän ansiosta

työkalulla voidaan laskea kehän suorituskyyky ja kustannusarvio ilman muiden ohjelmistojen käyttöä. Tämä helpottaa ja nopeuttaa erilaisten toteutusvaihtoehtojen vertailua erittäin paljon. Toteutusratkaisuiden vertailua myös automatisoitiin siten, että ohjelma voi automaattisesti etsiä tilanteeseen halvimman ratkaisun. Pyöräparin muuttujia optimoitiin ja vakioitiin työkaluun niin paljon, että käyttäjän ei tarvitse itse päättää mitään kehän muuttujaa, ellei hän niin halua erikseen tehdä. Näin ollen työkalun käyttäjältä vaadittava ammattitaito saatiin minimoitua. Kuitenkin muuttujia vakioitaessa jätettiin mahdollisuus helposti muuttaa minkä vain muuttujan arvo halutuksi kehän suorituskyyvyn tai mittojen säätämiseksi haluttuun suuntaan. Tämä on tarpeellista myös vanhoja tuotteita korvaavia uusia tuotteita suunnitellessa, sillä niiden tärkeimpien mittojen täytyy yleensä olla samat kuin vanhalla tuotteella. Erityisesti profiilinsiirron optimoidut arvot voivat parantaa kehän suorituskyyvyn haluttuja ominaisuuksia jopa kymmeniä prosentteja.

Uusi työkalu ottaa myös huomioon muut kehäkäytön komponentit kehää suunniteltaessa, jotta saadaan aikaan mahdollisimman halpa kehäkäytön kokonaisuus, eikä vain halpa kehä. Tämä toteutettiin valitsemalla halutut muut komponentit tai arvioimalla niiden mitat automaattisesti kehän mittojen perusteella, ja sen jälkeen laskemalla komponenteille kustannusarvot. Kokonaisuuden kustannusten pienentämisen lisäksi tästä on se hyöty, että työkalu valitsee mm. tilanteeseen sopivan vaihteen ja apukäytön automaattisesti. Työkaluun muodostettiin myös hammaskehien tuoteperhe sekä ominaisuus, jolla voi itse muodostaa uusia tuoteperheitä kehistä. Tämä tuoteperhe on kuitenkin tarkoitettu vain uusien kehien suunnittelun pohjaksi tai saman kokoluokan kehän kustannusarvion saamiseksi. Tuoteperheen koko olisi paisunut niin suureksi, että sen hyödyt olisivat hävinneet, jos siitä olisi yritetty tehdä kaikki tilanteet kattava valikoima, josta aina valitaan sopiva valmis ratkaisu. Sen lisäksi, että tämä työ opastaa hammaskehäkäyttöjen ja hammaskehien suunnittelussa, työkaluun lisättiin kehän suunnittelun ohjeistusta sekä selityksiä ja ohjearvoja pyöräparin muuttujille.

Työkalun kehityskohteiden lista on kuitenkin edelleen pitkä. Esimerkiksi useat muiden komponenttien valinnassa käytettävät komponenttilistat ja niiden hinnat pitäisi päivittää, jotta niitä voitaisiin hyödyntää tässä työkalussa. Vaihteiden, pinionin ja kehän suojiin kustannusarvioiden laskentaa voisi tarkentaa ja päivittää vertailukohtia lisäämällä. Segmenttien parametrisiin 3D-malleihin tehtiin pieniä muutoksia ja korjauksia tämän työn aikana, mutta suurempia muutoksia niiden rakenteisiin voitaisiin pohtia jatkossa. Luvussa 6.4.2 puhuttiin uuden työkalun profiilinsiirtojen optimoinnilla saavutettavista hyödyistä, mutta ennen optimointia on päätettävä, mitkä suorituskyyvyn ominaisuudet ovat

tärkeimmät. Tämän optimointitavan päättämistä on tarkoitus myös automatisoida tulevaisuudessa käyttökohteen, tehon ja pyörimisnopeuden perusteella. Uuden työkalun profiilinsiirtojen optimointi päättyy joskus jopa alle -2,0 kehän profiilinsiirtokertoimen arvoihin. Kohdeyityksessä näin suuriin profiilinsiirtokertoimen negatiivisiin arvoihin suhtauduttiin varauksella. Laskennallisesti hammaskehän suurissa negatiivisissa profiilinsiirroissa ei ole ongelmaa, kunhan pinionin profiilinsiirtokin säädetään sopivaksi, mutta niiden käytännön vaikutuksia tulisi tutkia tarkemmin.

Tämä uudistettu hammaskehien automaattinen suunnittelutyökalu on ollut kohdeyityksessä käytössä jo muutaman kuukauden. Sen on todettu helpottavan parhaan toteutusratkaisun etsimistä valtavasti, haluttiin se sitten tehdä automaattisesti tai itse käsin. Vanhalla työkalulla suunniteltuihin kehiin verrattuna on usein päästy halvempiin hammaskehiin muuttujien optimoinnin ansiosta ja halvempiin kehäkäytön kokonaisuuksiin muiden komponenttien kustannusarvioiden huomioon ottamisen ansiosta.

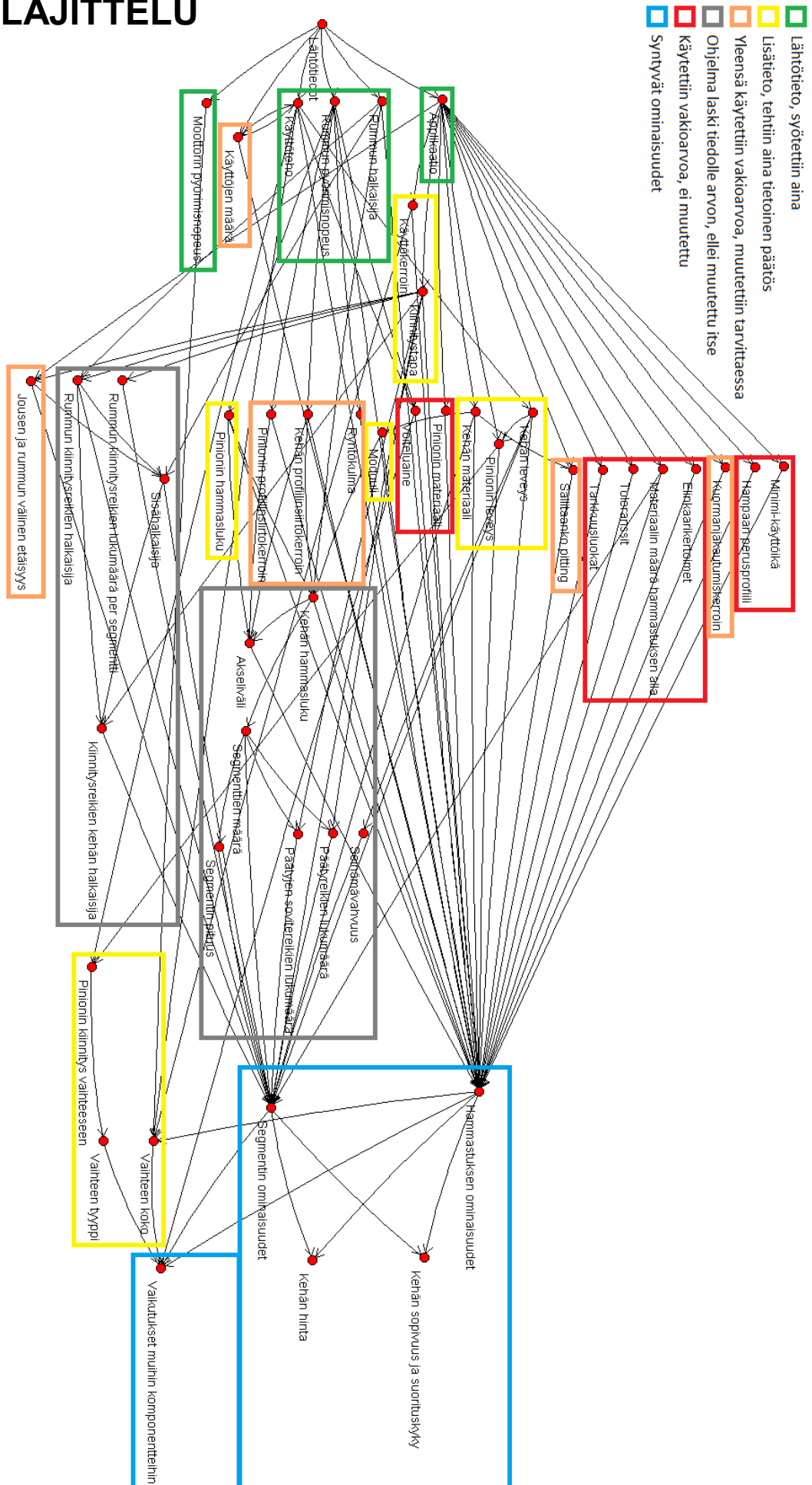
LÄHTEET

- [1] AGMA 901-A92, A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears, American Gear Manufacturers Association, 1992.
- [2] AGMA 908-B89, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, 1989.
- [3] ANSI/AGMA 6004-F88, Gear Power Rating for Cylindrical Grinding Mills, Kilns, Coolers and Dryers, American Gear Manufacturers Association, 1988.
- [4] Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P., Koneenosien suunnittelu, 6. Painos, Sanoma Pro, Helsinki, 2014, s. 329–350.
- [5] DIN 3990-11, Calculation of load capacity of cylindrical gears; application standard for industrial gears; detailed method, Deutsches Institut für Normung, 1989.
- [6] DIN 51509-1, Selection of lubricants for gears; gear lubricating oils, Deutsches Institut für Normung, 1976.
- [7] Frazer, R.C., Shaw, B.A., Palmer, D. & Fish, M., Optimizing Gear Geometry for Minimum Transmission Error, Mesh Friction Losses and Scuffing Risk Through Computer Aided Engineering, GEAR TECHNOLOGY, The Journal of Gear Manufacturing, Vol. 27, No. 6, 2010, pp. 58–67.
- [8] Geared up for success, Klüber Lubrication, Edition 11.15, Saatavissa: https://www.klueber.com/ecomaXL/files/Oil_lubrication_of_gears_B023001002.pdf
- [9] Girth Gear Technical Manual, Kumera Corporation Ltd, Saatavissa: http://www.kumera.com/pdf/Kumera_Girth_Gear_Technical_Manual.pdf
- [10] Honkavaara, T., Valutuotteiden suunnitteluopas, ValuAtlas, 2014, Saatavissa (viitattu 25.4.2019): http://www.valuatlas.fi/tietomat/docs/valutuotteiden_suunnitteluopas.pdf
- [11] ISO/TR 4467:1982, Addendum modification of the teeth of cylindrical gears for speed-reducing and speed-increasing gear pairs, International Organization for Standardization, 1982.
- [12] Jabi, W., Parametric Design for Architecture, Laurence King Publishing, London, 2013.
- [13] Kapelevich, A. & Shekhtman, Y., Tooth Fillet Profile Optimization for Gears with Symmetric and Asymmetric Teeth, GEAR TECHNOLOGY, The Journal of Gear Manufacturing, Vol. 26, No. 7, 2009, pp. 73–79.
- [14] KISSsoft 03/2017 – Tutorial 13: Tooth root optimization, KISSsoft AG, 2017, Saatavissa: <https://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/03-17/kisssoft-tut-013-E-root-optimisation.pdf>

- [15] KISSsoft Release 03/2018 User manual, KISSsoft AG, 2018, Saatavissa: <https://www.kisssoft.ch/english/downloads/pdf/manual.pdf>
- [16] Linke, H., Börner, J. & Heß, R., Cylindrical Gears - Calculation-Materials-Manufacturing, Hanser Publishers, 2016, pp. 468–471.
- [17] Meskanen, S. & Höök, T., Valurauta ja valuteräs, Suunnittelijan perusopas, ValuAtlas, muokattu 2015, Saatavissa (viitattu 26.4.2019): http://www.valuatas.fi/tietomat/docs/perusopas_02.pdf
- [18] Monedero, J., Parametric design: a review and some experiences, Automation in Construction, Vol. 9, 2000, pp. 369–377.
- [19] Pitting Corrosion, NACE International, Saatavissa (viitattu 21.4.2019): <https://www.nace.org/resources/general-resources/corrosion-basics/group-1/pitting-corrosion>
- [20] Radzevich, S. P., Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture, Third Edition, CRC Press, Boca Raton, 2016, p.629.
- [21] SFS-EN 1564, Valut. Ausferriittiset Pallografiittivaluraudat, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2011.
- [22] SFS-EN ISO 286-1, Geometrinen tuotemäärittely (GPS). Pituusmittojen toleranssien ISO-merkintäjärjestelmä. Osa 1: Toleranssien, eromittojen ja sovitteiden perusteet, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2010.
- [23] SFS-ISO 53, Lieriöhammaspyörät yleiseen ja raskaaseen käyttöön. Perusprofiili, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012.
- [24] SFS-ISO 54, Lieriöhammaspyörät yleiseen ja raskaaseen käyttöön. Moduulit, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012
- [25] SFS-ISO 1328-1:en, Cylindrical gears. ISO system of flank tolerance classification. Part 1: Definition and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2016.
- [26] SFS-ISO 6336-1:en, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012.
- [27] SFS-ISO 6336-2:en, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 2: Calculation of surface durability (pitting), Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012.
- [28] SFS-ISO 6336-3:en, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 3: Calculation of tooth bending strength, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012.
- [29] SFS-ISO 6336-5:2017:en, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 5: Strength and quality of materials, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2017.

- [30] SFS-ISO 6336-6:en, Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 6: Calculation of service life under variable load, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012.
- [31] SFS-ISO 21771:en, Gears -- Cylindrical involute gears and gear pairs -- Concepts and geometry, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2012.
- [32] Tuominen, T., Järvi, K., Lehtonen, M. H., Valtanen, J. & Martinsuo, M., Palvelujen tuotteistamisen käsikirja, Unigrafia Oy, Helsinki, 2015.
- [33] Tuotteistaminen, Kajaanin ammattikorkeakoulu, Saatavissa (viitattu 4.6.2018): <https://www.kamk.fi/fi/opari/Opinnaytetyopakki/Teoreettinen-materiaali/Tukimateriaali/Tuotteistaminen/Tuotteistaminen>
- [34] Woydt, M. & Wäsche, R., The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens, Wear, Vol. 268, 2010, pp. 1542–1546.

LIITE B: KEHÄN SUUNNITTELUN MUUTTUJIEN LAJITTELU



LIITE D: OTE SUUNNITTELUTYÖKALUN KÄYTTÖLIITTYMÄSTÄ

[illegible]